



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

NÁVRH TURBÍNY DO KOMBINOVANÉHO CYKLU

DESIGN TURBINES TO COMBINED CYCLE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Petr Veselý

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Petr Veselý**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.**
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh turbíny do kombinovaného cyklu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte HRSG a parní turbínu pro „add-on“ projekt; instalace paroplynového cyklu na stávající provozované plynové turbíny. Paroplynový cyklus je zadán na straně spalín vycházející ze spalovací turbíny.

Cíle diplomové práce:

- HRSG jako dvoutlakový se vstupním tlakem 90 bar a spočítejte výkon parní turbíny.
- Pro určení optimální úrovně 2. tlaku proveďte vlastní optimalizační výpočet s cílem maximalizace elektrického výkonu parní turbíny.
- Zpracujte výpočet dvoutlakového HRSG. Stanovte:
 - Tepelný výpočet kotle.
 - Q–T diagram.
 - Schéma kotle.
- Zpracujte výpočet průtočné části parní turbíny. Stanovte:
 - Počet stupňů parní turbíny, jejich vlastnosti.
 - Termodynamické účinnosti a vnitřní výkony jednotlivých stupňů parní turbíny.
 - Celkovou termodynamickou účinnost a celkový elektrický výkon parní turbíny.
- Zadané parametry:
 - Okolní podmínky: teplota: 26°C, Tlak: 1.013 bara, RH: 85%, frekvence sítě: 60Hz.
 - Spalovací turbína 2× W501D5A (STG6–3000E): elektrický výkon: 2× 105 MW.
 - Parametry spalín: 545 °C, 2x 376.4 kg/s.
 - Chemické složení spalín (% molární) 77,91 % N₂, 10,93 % O₂, 2,112 % CO₂, 8,144 % H₂O, 0,9022 % Ar.
- HRSG:
 - 2 tlakový spalínový kotel.
 - Bez přídavného spalování.
 - Bez bypassového komínu.
- Parní turbína:
 - Jednotělesová kondenzační bez přehřívání.
 - Chladicí voda je věžová s teplotou 36 °C na vstupu do kondenzátoru a s předepsaným ohřátím 8 °C.

Seznam doporučené literatury:

FIEDLER, J. Parní turbíny: návrh a výpočet. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.

KRBEK, J., B. POLESNÝ a J. FIEDLER. Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet. Brno: PC-DIR, 1999, 217 s. ISBN 80-214-1334-4.

KADRNOŽKA, J. Tepelné turbíny a turbokompresory: základy teorie a výpočtů. Brno: CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-720-4346-3.

ŠKOPEK, J. Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007, 170 s., 54 s. příl. ISBN 978-80-7043-256-3.

ŠŤASTNÝ, M. Paroplynová zařízení pro elektrárny a teplárny, ČVUT, Praha 1993

KONEČNÝ V. Návrh paroplynového zařízení, ZČU, Plzeň 2007

BEČVÁŘ J. Tepelné turbíny, SNTL, Praha 1968

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá parní turbínou v kombinovaném cyklu. Práce obsahuje čtyři základní části. Na začátku je popsána historie paroplynových oběhů. Druhá část se věnuje výpočtům spalínového kotle. Předposlední část se zabývá výpočty parametrů parní turbíny a výpočtem přetlakového lopatkování. A poslední část obsahuje výkon turbíny a její účinnosti.

Klíčová slova:

Kotel na odpadní teplo, HRSG, dvoutlakový, kondenzační turbína, kombinovaný cyklus, parní turbína.

ABSTRACT

The topic of thesis is condensing turbine in gas-steam cycle, which can be divided into four basic parts. A history of gas-steam cycle is described in the beginning. Second part is all about calculation of heat recovery steam generator. Penultimate section deals with calculations of steam turbine parameters and reaction blading type. Last part contains electric power and steam turbine efficiency.

Key words:

Heat recovery steam generator, HRSG, two pressure levels, condensing turbine, gas-steam cycle, steam turbine.

Bibliografická citace mé práce:

VESELÝ, P. Návrh turbíny do kombinovaného cyklu. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 63 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr..

Čestné prohlášení:

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci na téma **Návrh turbíny do kombinovaného cyklu** vypracoval samostatně na základě svých znalostí, s použitím uvedených informačních pramenů a pod vedením vedoucího práce doc. Ing. Jana Fiedlera, Dr.

V Brně dne 26. 5. 2017

.....

Poděkování

Děkuji doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr. za vedení práce a za cenné rady během celého studia na energetickém ústavu a Ing. Pavlu Peškovi za rady, připomínky a vstřícnost na konzultacích. A také chci poděkovat mojí rodině za veškerou podporu při studiu.

Obsah

1. Úvod	11
2. Paroplynové oběhy	12
2.1 Historický vývoj paroplynových elektráren	12
2.2 Paroplynový oběh	17
2.2.1 Parní oběh	17
2.2.2 Plynový oběh	19
2.2.3 Paroplynový oběh	20
2.3 Koncepce paroplynových zařízení	21
2.3.1 Jednotlakový parní oběh	21
2.3.2 Dvoutlakový parní oběh	22
2.3.3 Třítlakový parní oběh	23
2.4 Významná paroplynová zařízení	24
2.4.1 Paroplynová zařízení v České republice	24
2.4.2 Paroplynová zařízení ve světě	25
2.5 Kotle pro paroplynové elektrárny	27
2.5.1 Kotle pro paroplynové elektrárny s mírným přitápěním	27
2.5.2 Kotle se spalovací komorou pro paroplynové elektrárny	29
2.5.3 Přetlakové kotle	31
3. Tepelný výpočet kotle	32
3.1 Zadané parametry:	32
3.2 Přepočet molárních koncentrací:	32
3.3 Schéma kotle	33
3.4 Q-T Diagram (pilový diagram)	34
3.4.1 Body Q-T diagramu – vysoký tlak páry	34
3.4.2 Body Q-T diagramu – nízký tlak páry	36
3.4.3 Body Q-T diagramu – spalínová strana	37
3.5 Tepelné výkony – spalínová strana	38
3.6 Tepelné výkony – parní strana	39
3.6.1 Tepelné výkony – vysoký tlak páry	39
3.6.2 Tepelné výkony – nízký tlak páry	41
4. Výpočet parametrů páry do parní turbíny	42
5. Výpočet lopatkování	46
5.1 Předběžný výpočet stupňovité části	46

5.1.1	Předběžný výpočet úseku I.....	46
5.1.2	Předběžný výpočet úseku II	50
6.	Stanovení výkonů a účinnosti turbíny.....	55
7.	Závěr	56
8.	Seznam použité literatury	57
9.	Seznam použitých zkratk a symbolů	59
10.	Seznam obrázků a tabulek	62
11.	Přílohy	63

1. Úvod

Paroplynové zařízení sestává z několika hlavních komponentů a to z plynové turbíny s příslušenstvím, spalínového kotle a parní turbíny a dalších komponentů jako kondenzátor, kondenzátní čerpadlo a dalších tepelných výměníků.

Paroplynový cyklus, jak vyplývá z předchozí věty, obsahuje Braytonův oběh pro plynovou turbínu a Rankine-Clausiiův oběh pro parní turbínu se spalínovým kotlem. Toto spojení dvou oběhů přináší na straně plynové turbíny výhodu přiváděného tepla při co nejvyšší střední teplotě a naopak parní oběh odvádí teplo při co nejnižší střední teplotě. Tento fakt je velice výhodný a tím se blíží podmínce pro co nejvyšší účinnost tepelného oběhu díky carnotizaci paroplynového oběhu. V současné době je rekord v účinnosti transformace energie v palivu na elektřinu vyšší než 60 %.

Spalínový kotel neboli kotel na odpadní teplo a také anglické označení Heat Recovery Steam Generator (zkráceně HRSG) využívá zbytkové teplo spalín ze spalovacích zařízení, jako je např. plynová turbína (spalovací turbína). Spalínové kotle mohou být děleny podle různých kritérií, např. na horizontální a vertikální.

V první části této diplomové práce je cílem navrhnout spalínový kotel dvoutlakový se vstupním tlakem 90 bar. Zpracování výpočtu tohoto kotle má konkrétně obsahovat tepelné výpočty kotle pro zadaný vysoký tlak kotle a optimalizovaný nízký tlak kotle. Dále je cílem z tepelných výpočtů zobrazit Q-T diagram kotle, nazývaný také pilový diagram. A poté vytvořit schéma kotle.

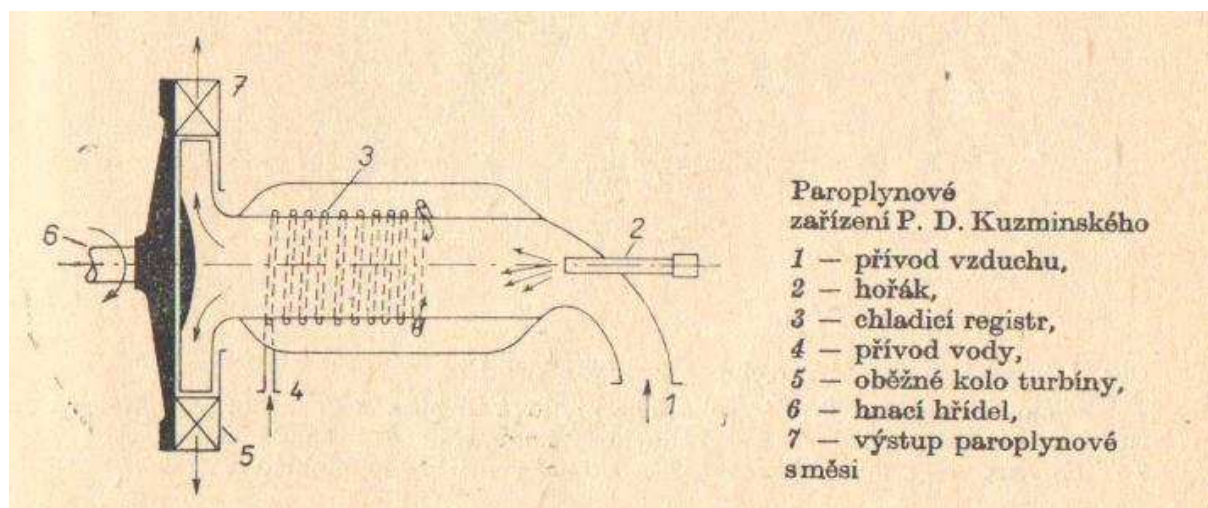
Parní turbína podobně jako plynová turbína je lopatkový stroj, který pracuje kontinuálně, na rozdíl od spalovacích motorů, které pracují periodicky. Slouží k přeměně energie páry na energii mechanickou. Pracovním médiem je nejčastěji vodní pára. Její uplatnění je velice rozsáhlé, lze ji najít v elektrárnách a teplárnách (výroba elektrické energie a tepla), v různých průmyslových odvětvích a dále např. na lodích.

Další část této diplomové práce se zabývá výpočtem průtočné části parní turbíny. Konkrétně se jedná o stanovení počtu stupňů parní turbíny a jejich vlastností. Dále o výpočet termodynamických účinností a vnitřních výkonů jednotlivých stupňů parní turbíny a nakonec o celkovou termodynamickou účinnost a celkový tepelný výkon parní turbíny.

2. Paroplynové oběhy

2.1 Historický vývoj paroplynových elektráren

První realizovatelný pokus o paroplynové zařízení je přisuzován ruskému námořnímu důstojníkovi P. D. Kuzminskému. V letech 1892 až 1900 postavil první směšovací paroplynové zařízení pro pohon lodí. Ve spalovací komoře byl spalován kerosin a celá komora byla chlazena vodou o tlaku 5 MPa. Po seškrbení ohřáté vody byla vzniklá pára směšována se spaliny a tato směs byla zaváděna do turbíny. Kuzminskij sledoval zvýšení hmotnostního toku turbínou pomocí přidávání páry do spalin, a díky tomu i zvýšení jejího výkonu vzhledem k příkonu kompresoru, což byla z hlediska dosažení přebytku výkonu u spalovací turbíny při tehdejší úrovni znalostí v konstrukci turbín a kompresorů zásadní otázka. Přidávání vodní páry do spalin mělo současně snížit teplotu spalin před turbínou vzhledem k tehdy dosažitelné žáropevnosti materiálů. Účinnost zařízení byla velmi malá – cca 3 %.[1]



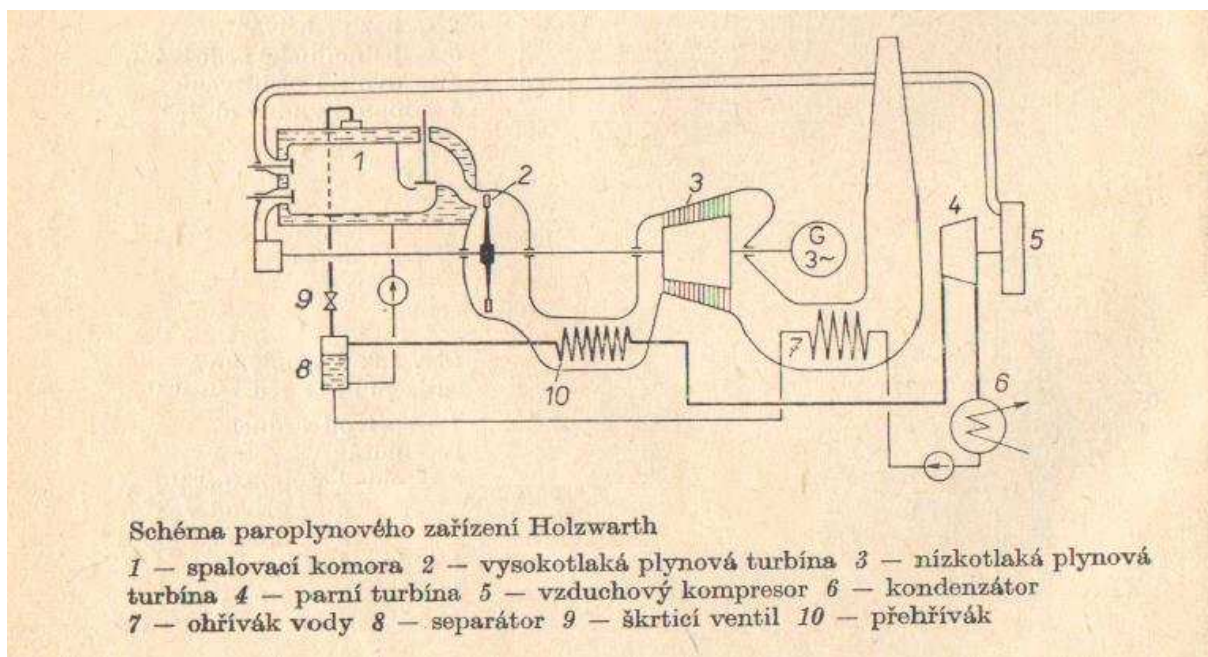
Obr. 2.1: Paroplynové zařízení P. D. Kuzminského[1]

Francouzští inženýři Armengaud a Lemale postavili v letech 1901 – 1910 obdobné zařízení. Odebírali vzduch o tlaku 0,5 MPa z pařížské vzduchové sítě pro svou první experimentální plynovou turbínu. Společně v proudu vzduchu byl při konstantním tlaku také spalován na rozžhaveném platinovém drátu petrolej. Díky využití cizí energie pro kompresi vzduchu, byl výkon turbíny asi 17 kW.

Další zařízení těchto Francouzů mělo větší rozměry, konkrétně se jednalo o zařízení, kde byl vzduch stlačován v třítělesovém kompresoru o 25 stupních na tlak 0,4 MPa. Převážná část stlačeného vzduchu byla spotřebována ve spalovací komoře a zbytek byl odpouštěn tak, aby byl vyrovnán příkon kompresoru a výkon turbíny. Ve spalovací komoře podle patentu Ch. Lemala byly spaliny chlazený na teplotu asi 560 °C vstřikováním vody přehřáté v trubkové smyčce umístěné v proudu spalin ve spalovací komoře. Dále spaliny expandovaly v dvouvěncové Curtisově turbíně s průměrem kola 950 mm, spojené přímo s kompresorem. Množství odebraného vzduchu odpovídalo přebytku výkonu turbíny asi 24 kW a asi 1% účinnosti. Přitom izoentropická účinnost kompresoru byla asi 68 % a turbíny 78 %. Zkušenosti získané s tímto zařízením byly prakticky využity ke zvýšení výkonu pohonu torpéd.[1]

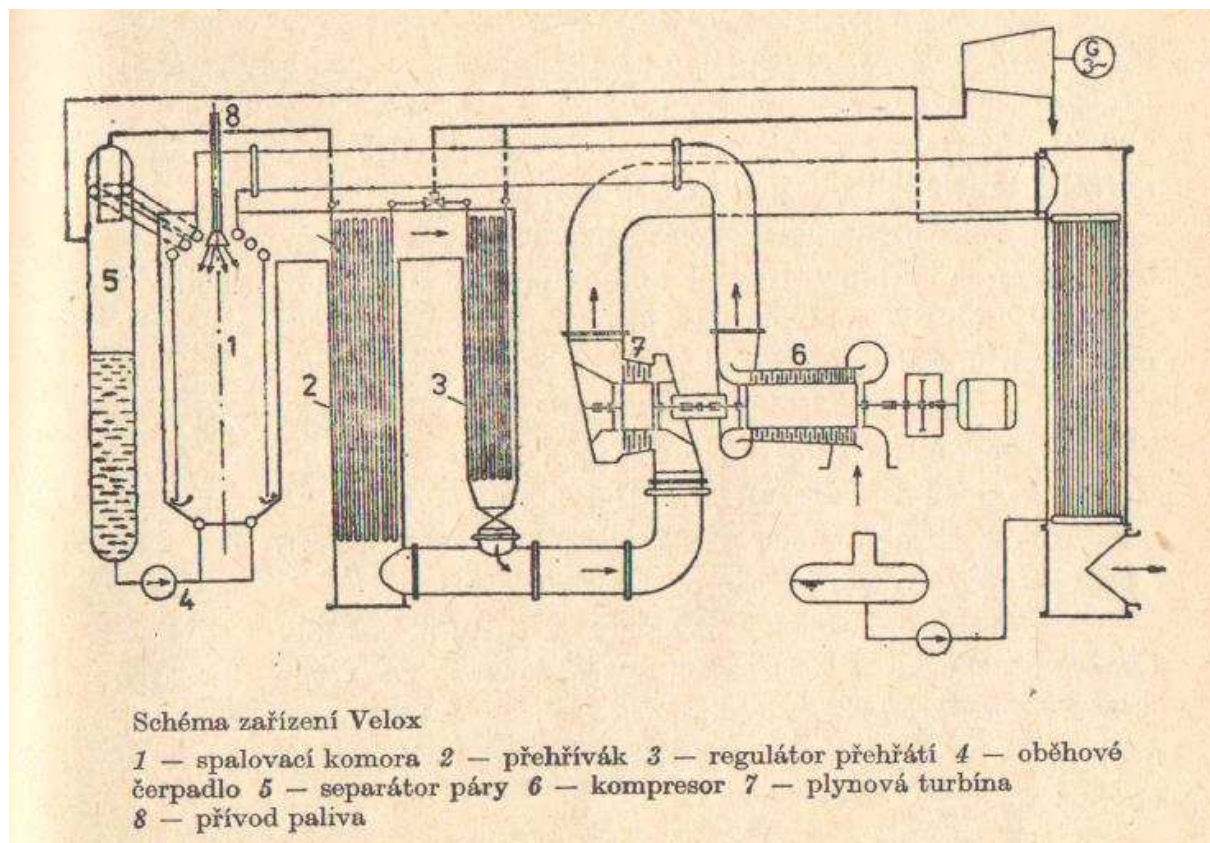
Na začátku 20. století probíhal silný konkurenční boj mezi parní turbínou a spalovacím motorem. Spalovací motory na kapalné a plynné palivo pronikly i do energetiky, a proto vznikly snahy spojit výhody spalovacích motorů a turbín. Průkopníkem se v tomto ohledu stal především Holzwarth. Postavil několik spalovacích turbín se spalováním při stálém objemu s rozdílnými výsledky, až k průmyslové realizaci jednotky o výkonu 1 470 kW. Stalo se tak mezi roky 1928 a 1930.

V letech 1913 – 1917 postavil Holzwarth paroplynové zařízení se spalováním při stálém objemu. Pára vznikající chlazením spalovacích komor poháněla vzduchový kompresor. Spaliny pro expanzi ve vysokotlaké turbíně předávaly část tepla v přehříváku páry. Po expanzi v nízkotlaké plynové turbíně byly spaliny chlazeny v ohříváku vody. Účinnost zařízení byla asi 14 %.



Obr. 2.2: Schéma Holzwarthova paroplynového zařízení[1]

Vzhledem k zdokonalování vývoje postupně vzrůstaly výkony a účinnost zařízení. Firma Brown–Boveri v letech 1928 – 1932 postavila první paroplynové zařízení s přetlakovým kotlem typu Velox. Vzduch stlačený axiálním kompresorem byl zaváděn do přetlakové spalovací komory, kde probíhalo spalování při přtlaku asi 0,34 MPa. Zvýšeným tlakem spalin a jejich značnou rychlostí (200 až 300 m/s) se zmenšila teplosměnná plocha 10krát až 12krát ve srovnání s obyčejnými kotli. Objem spalovací komory se zmenšil asi 10krát, takže tyto energetické bloky našly značné uplatnění na lodích. Firma Brown–Boveri vyrobila více než 400 stacionárních i lodních přetlakových kotlů typu Velox s výkonností od 0,6 kg/s do 42 kg/s, o tlaku páry 0,5 až 13 MPa a teplotě páry 260 až 500 °C. V těchto kotlích byla spalována motorová nafta, mazut, surová ropa, zemní plyn, kychtový plyn apod. Typickým konstrukčním prvkem kotlů tohoto typu je podélné obtékání trubek teplosměnných ploch spalinami. Před druhou světovou válkou byly přetlakové kotle pro lodě vyvinuty také v Německu a ve Francii. U těchto kotlů bylo použito příčné obtékání trubek při tlaku spalin 0,15 MPa. [1]



Obr. 2.3: Schéma zařízení Velox [1]

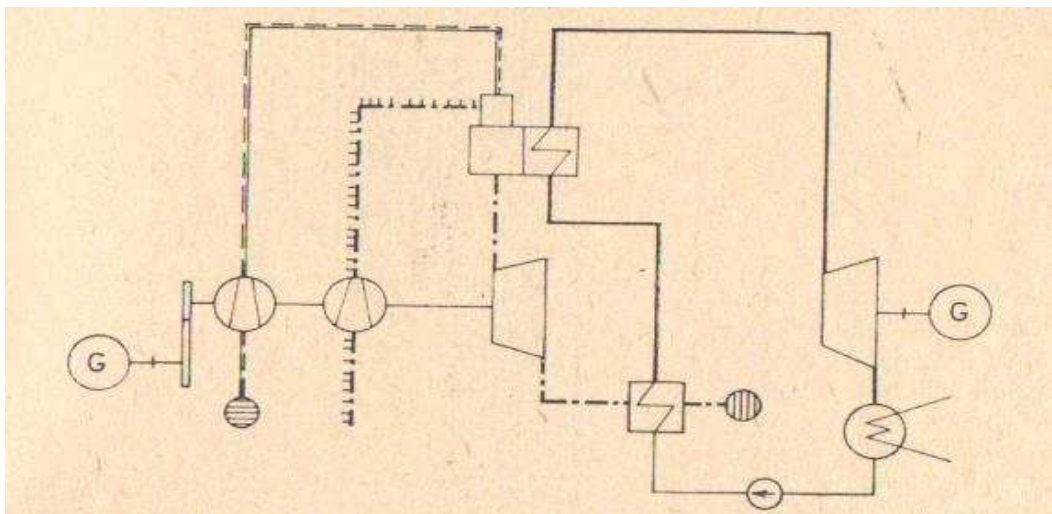
Také v Rusku (dříve SSSR) byly navrženy a vyrobeny experimentální přetlakové kotle v letech 1935 až 1940. Byl vyroben experimentální průtočný kotel o výkonnosti 1,7 kg/s s parametry páry 6,5 MPa a 400 °C. Při tlaku ve spalovací komoře 0,4 MPa bylo dosaženo objemového tepelného zatížení 23 000 kW/m³.

V těchto energetických zařízeních s přetlakovým kotlem nebyla plynová turbína obvykle schopna dávat užitečnou práci. Veškerý její výkon byl spotřebován pro pohon kompresoru a v některých případech musel vypomáhat i motor. Pouze zřídka vznikl užitečný výkon i v plynové turbíně. Přesto měly tyto konstrukce významný vliv na pozdější rozvoj spalovacích turbín a paroplynových elektráren, u nichž se užitečná práce odvádí z plynové i z parní turbíny, neboť byly shromážděny zkušenosti nezbytné při návrhu, výrobě i provozu plynových turbín a přetlakových kotlů.

Významnou měrou přispěly k rozvoji paroplynových elektráren i vědecké a technické práce československých pracovníků. Návrhy paroplynových oběhů profesora Jůzy byly jedny z prvních na světě a podle nich bylo realizováno zařízení na Kladně a byly zpracovány další projekty.

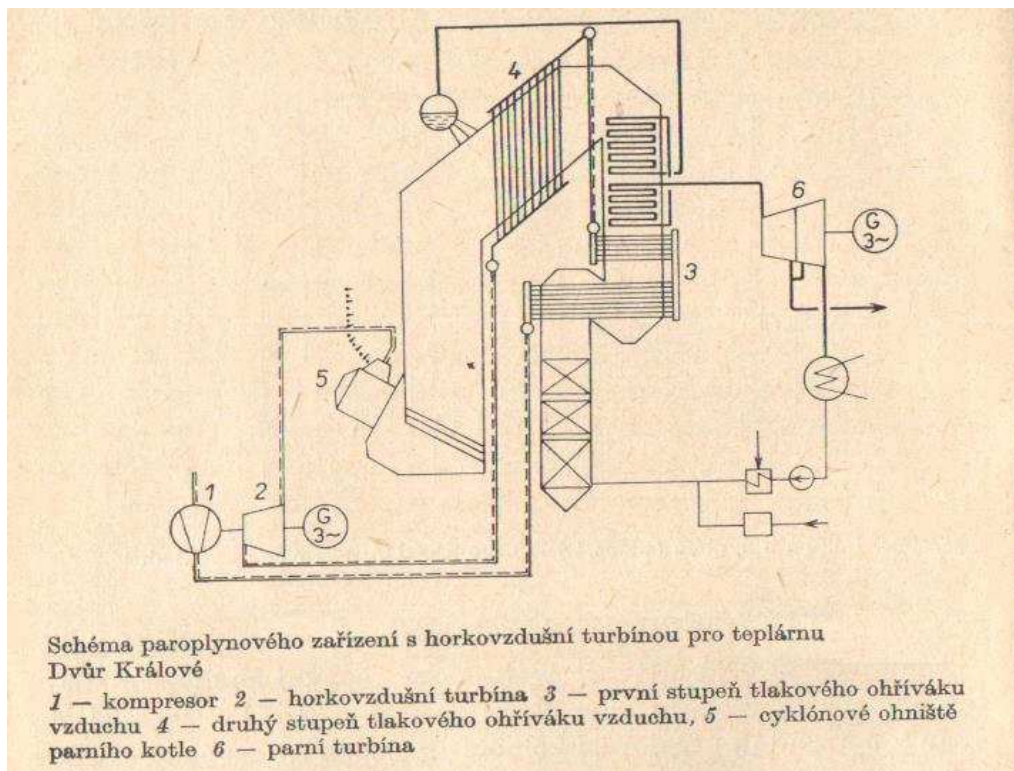
Paroplynové zařízení, postavené v hutním závodě na Kladně, bylo určeno především pro ověření nových konstrukčních prvků, které vyžadují vysoké teploty v plynových i parních zařízeních a pro získání zkušeností při spalování vysokopečného plynu ve spalovacích turbínách. Schéma paroplynové jednotky je na obr. (2.4). Jednostupňový radiální kompresor stlačuje 14,7 kg/s vzduchu na tlak 0,28 MPa a čtyřstupňový radiální kompresor stlačuje 5,4 kg/s vysokopečného plynu na tlak 0,31 MPa. Po spálení plynu v horizontální spalovací komoře jsou spaliny o teplotě 970 °C vedeny do přehříváku páry, který je vertikální s příčným prouděním spalin. Spaliny o teplotě 750 °C jsou vedeny do plynové turbíny o výkonu 1 200 kW s otáčkami 8 500 min⁻¹ a po expanzi v turbíně jsou spaliny vedeny do parního kotle.

V parním kotli se vyrábí 2,9 kg/s syté páry, která se přehřívá ve spalínovém přehříváku na 600 °C a vede se do kondenzační parní turbíny o výkonu 3 200 kW.



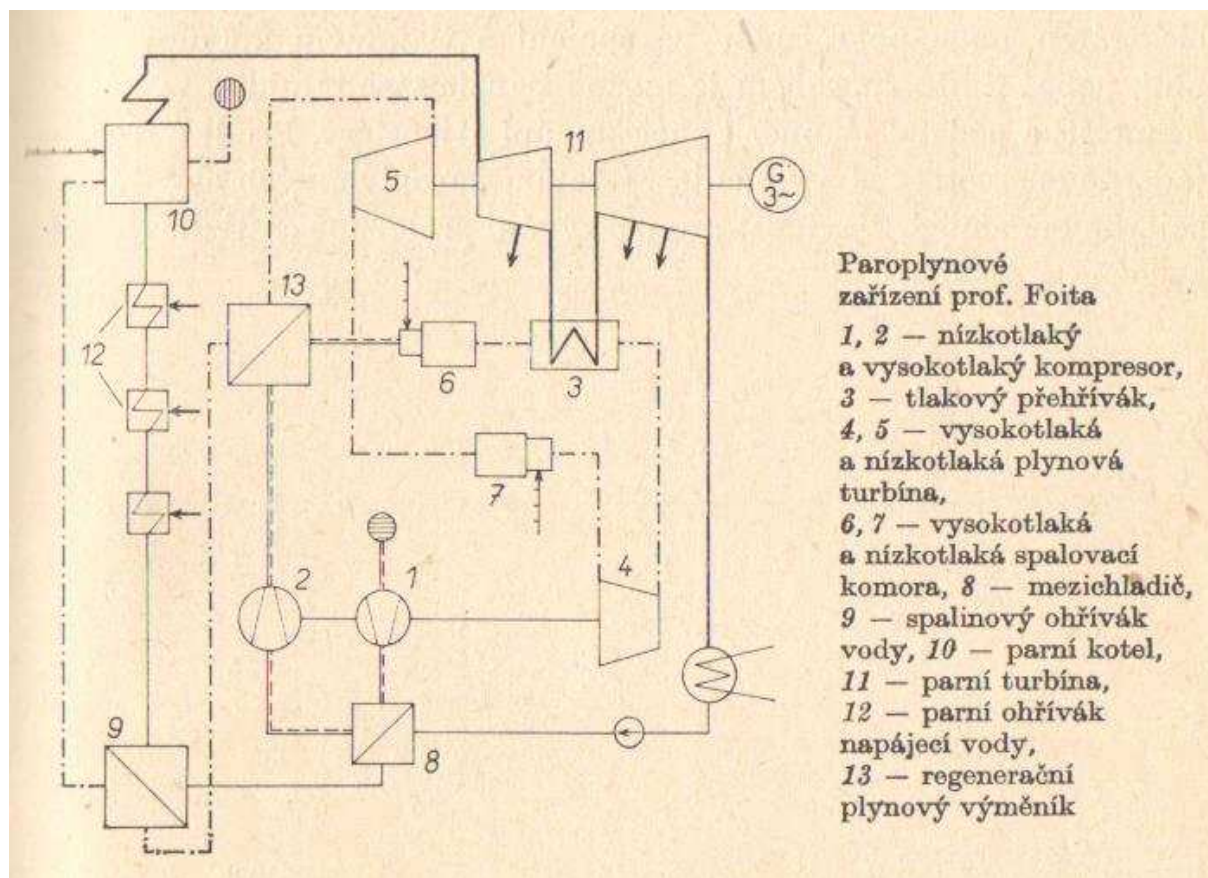
Obr. 2.4: Schéma pokusné paroplynové jednotky Škoda na Kladně[1]

Dalším československým paroplynovým zařízením byla jednotka postavená v padesátých letech v teplárně ve Dvoře Králové (obr. 2.5). Horkovzdušní oběh byl přiřazen k parnímu kotli na uhlí s horizontálním cyklónovým ohništěm o výkonnosti 21 kg/s o tlaku páry 6,3 MPa a teplotě 500 °C. Vzduch o teplotě 15 °C byl stlačován v kompresoru na 0,46 MPa a ohříván v trubkovém ohříváku na teplotu 650 °C. Po expanzi v horkovzdušní turbíně na tlak 0,115 MPa a teplotu 420 °C byl vzduch používán pro spalování uhelného prášku v cyklónovém ohništi. Výpočtová účinnost paroplynového zařízení byla 37 až 38 %.



Obr. 2.5: Schéma paroplynového zařízení ve Dvoře Králové [1]

Přibližně v té době navrhl profesor Foit paroplynové zařízení znázorněné na (obr. 2.6). Vzduch stlačený v kompresoru s mezichladiči 1 a 2 se vede do regeneračního výměníku 13 a odtud do vysokotlaké spalovací komory 6, kde probíhá první přívádění tepla spalováním paliva. V následujícím tlakovém přehříváku páry 3 se spaliny ochladí na teplotu 700 °C a postupují do vysokotlaké turbíny 4, která prohání kompresor. Po expanzi ve vysokotlaké turbíně probíhá přívádění tepla spalováním paliva v nízkotlaké spalovací komoře 7 a následuje expanze v nízkotlaké turbíně 5, která je umístěna na společné hřídeli s parní turbínou 11. Po expanzi jsou spaliny vychlazeny v regeneračním výměníku 13 a spalínovým ohřívák napájecí vody 9 a jsou zaváděny do kotle 10 jako ohřátá spalovací látka. Kondenzát je ohříván nejprve v mezichladiči kompresoru, dále ve spalínovém výměníku a konečně v parních regeneračních ohřívacích. Kombinací plynového a parního cyklu s parametry vstupní páry 9 MPa / 500 °C byla v porovnání se samotným parním zařízením se stejnými parametry zvýšena účinnost o 9 až 15 %. Tohoto úspěchu bylo dosaženo při poměrně nízké teplotě spalin před plynovou turbínou.



Obr. 2.6: Paroplynové zařízení profesora Foita [1]

Výrazný rozvoj paroplynových elektráren je možno pozorovat od poloviny šedesátých let 20. století. V této době byla již splněna jedna z hlavních podmínek pro jejich realizaci a to dostupnost spalovacích turbín dostatečného výkonu s relativně vysokou účinností a také s potřebnou spolehlivostí. Jednotkový výkon paroplynových elektráren a jejich účinnost velmi rychle vzrůstaly. V sedmdesátých letech byly v provozu paroplynové bloky o výkonu 400 až 500 MW.

Nejčastěji se u paroplynových elektráren předřazovaly spalovací turbíny před parní oběh s atmosférickým kotlem, a to buď se značným podílem výkonu ve spalovacích turbínách (50 až 70 %) – typické zejména v USA, nebo s relativně nízkým podílem výkonu ve spalovacích turbínách z celkového výkonu (9 až 20 %). Tento způsob byl obvyklý v Evropě. Poněkud méně se rozšířily paroplynové bloky s přetlakovými kotli.

Energetická krize v sedmdesátých letech poněkud zbrzdila rozvoj paroplynových elektráren vzhledem k nedostatku paliva vhodného pro spalovací turbíny. [1]

2.2 Paroplynový oběh

Vzniknul kombinací oběhu spalovací turbíny a parního oběhu. Dokáže maximalizovat tepelnou účinnost díky přiváděnému teplu o co nejvyšší střední teplotě, kterou zajišťuje plynová turbína a odvádí teplo při co nejnižší teplotě pracovní látky, kterou naopak zajišťuje parní oběh (R–C oběh). [2]

2.2.1 Parní oběh

Parní turbíny slouží jako hnací zařízení. Vzhledem ke své vysoké účinnosti se vyskytují v mnoha oblastech:

- výroba elektrické energie – uplatnění v elektrárnách a teplárnách a dalších energetických zařízeních (Rankine – Clausiův oběh);
- pohony lodí – mechanicky poháněný lodní šroub, a nebo pohon zajištěn elektricky: parní turbína – elektrický generátor – elektromotor;
- pohony turbodmychadel a turbokompresorů – hlavní výhodou oproti elektromotoru je možnost regulace změnou otáček.

Podle principu přeměny energie:

- Rovnotlaké turbíny (tlaky před a za oběžným kolem jsou si rovny). Charakteristickým znakem tohoto typu turbíny je uložení rozváděcích lopatek v rozváděcím kole. Oběžné lopatky jsou uchyceny na disku a spolu s ním tvoří oběžné kolo.
- Přetlakové turbíny (před oběžnými lopatkami je vyšší tlak než za nimi). Pro tento typ turbíny je charakteristické zasazení rozváděcích lopatek přímo do skříně turbíny. Regulačním stupněm je buď A–kolo nebo Curtisův stupeň.

Podle počtu stupňů jsou to parní turbíny:

- Jednostupňové – použití rovnotlakého (A–kola) nebo Curtisova stupně, který je vhodný pro větší tepelné spády. Použití v praxi např.: pohon strojů, čerpadel, turbodmychadel apod.
- Mnohostupňové – počet stupňů je hlavně závislý na velikosti tepelného spádu turbíny. Tento spád je závislý na mnoha parametrech páry, na jejím vstupu a výstupu. Jedná se o běžný typ pro turbíny středních a velkých výkonů používaných v elektrárnách vybavených kondenzačním zařízením.

Podle směru toku páry:

- Axiální
- Radiální – protiběžná a neprotiběžná.

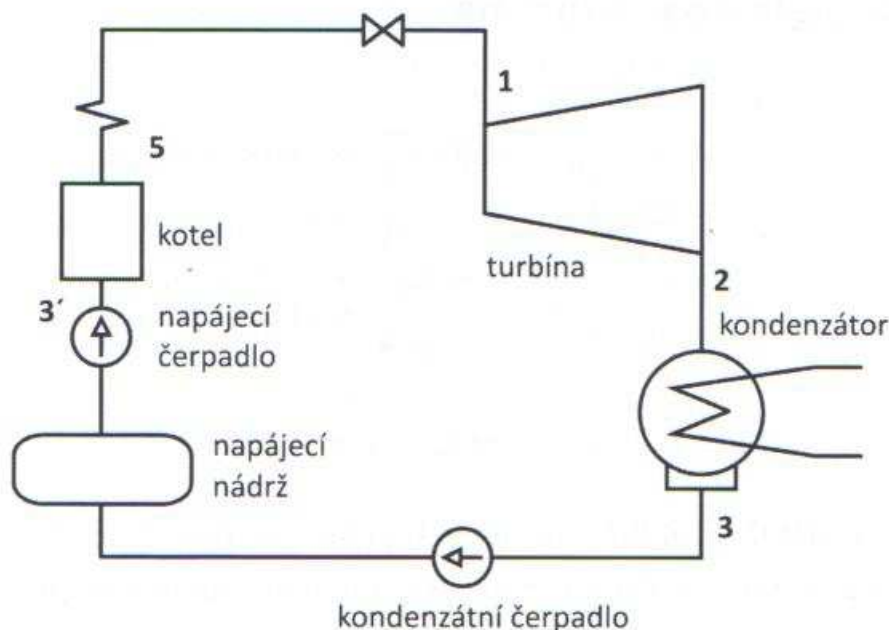
Podle parametrů páry na vstupu do turbíny:

- Se vstupní přehřátou párou – u turbín klasických elektráren a turbín některých jaderných elektráren (reaktory chlazené plynem nebo tekutými kovy)
- Se vstupní sytou párou – hlavně u turbín jaderných reaktorů s tlakovodními reaktory (bez přehřívání – důvodem je bezpečnost a s tím spojené nižší parametry páry).

Podle tlaku za posledním stupněm:

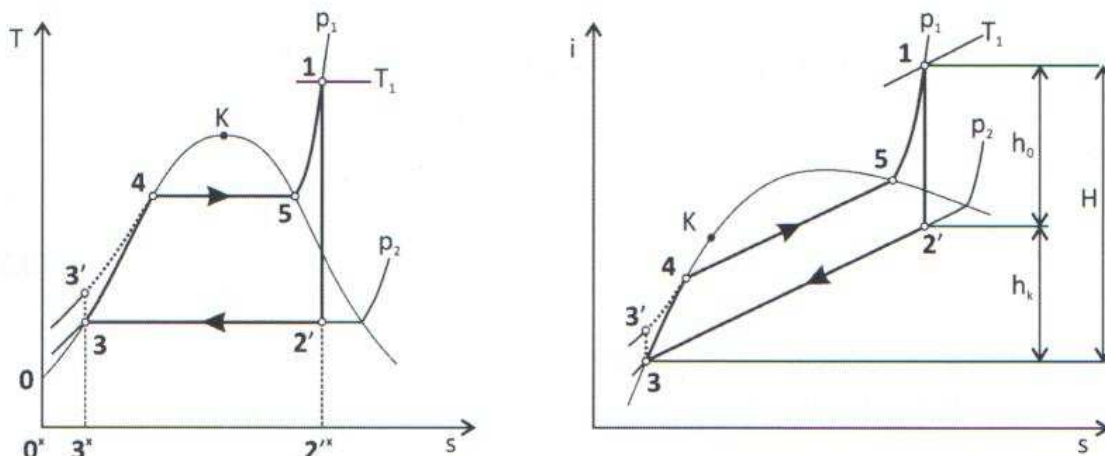
- Kondenzační – pára vystupuje z turbíny o poměrně nízkém tlaku (cca jednotky nebo desítky kPa) a je vedena do kondenzátoru. Čistě kondenzační turbína je obvyklým typem elektrárenských bloků velkých výkonů.
- Protitlaké – pára nevstupuje na výstupu z turbíny do kondenzátoru, ale je používána pro jiné účely. Tlak páry na výstupu z turbíny je obvykle vyšší než atmosférický (101,325 kPa). Konkrétní velikost výstupního tlaku je dána z potřeb odběratelů páry z turbíny. Využití pro potřeby vytápění, tlak je v rozsahu 0,07 – 0,25 MPa. Dalším použitím jsou průmyslové účely a protitlak je vyšší, obvykle do 0,7 MPa.
- S jedním regulovaným odběrem páry – oproti protitlaké turbíně (požadavek konstantní tlak protitlaké páry) musí tato turbína v širokém rozsahu výkonů splňovat požadavky dva: konstantní výkon a konstantní tlak odběrové páry. Z těchto požadavků vyplývá složitější regulace. Výhodou oproti protitlaké turbíně je provozování jako kondenzační, tzn. při nulovém odběru (např. v létě – není potřeba dodávat teplo) a nebo jako čistě protitlaká (v zimním období). Ovšem v takovém provozu musí být do nízkotlakého dílu vedeno minimální množství páry pro chlazení lopatkování, které se zahřívají.

Základní schéma zařízení s parní turbínou je na (obr. 2.7) známé také jako Rankine – Clausiův oběh. Jedná se o velice jednoduché schéma obsahující kotel, turbínu, kondenzátor, napájecí a kondenzační čerpadlo a napájecí nádrž. [3], [4]



Obr. 2.7: Základní schéma zařízení parního oběhu [3]

Na (obr. 2.8) jsou T - s a i - s diagramy oběhu parní turbíny. V bodech 1–2' dochází k expanzi páry v turbíně, následuje v 2'–3 kondenzace páry v kondenzátoru, poté v 3–3' v napájecím čerpadle k izoentropickému procesu, dále v 3'–5 k ohřívání napájecí vody a její vypařování v kotli a v 5–1 k přehřívání páry v přehříváku kotle.



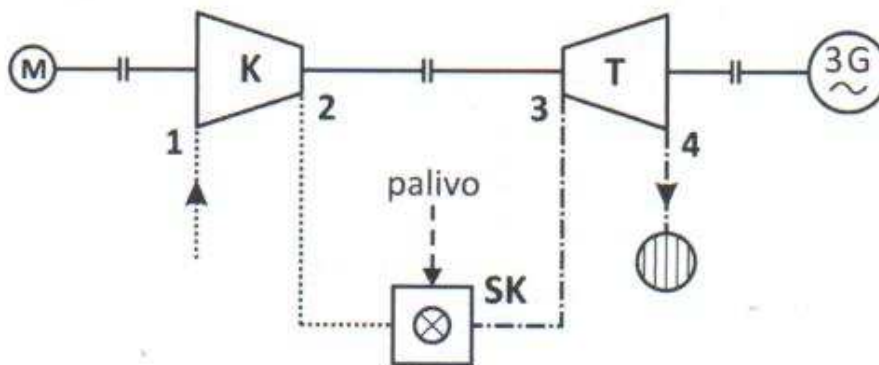
Obr. 2.8: Ideální R–C oběh v T - s diagramu (vlevo) a i - s diagramu (vpravo) [3]

2.2.2 Plynový oběh

Plynová turbína je poháněna spaliny z spalovací komory, nebo plyny o určitém tlaku a teplotě, které jsou vedlejším produktem určité výroby. Používají se v elektrárnách, teplárnách, k pohonu lodí a letadel. Nejčastěji se realizují plynové turbíny Braytonovým oběhem. Oproti parním turbínám mají několik výhod:

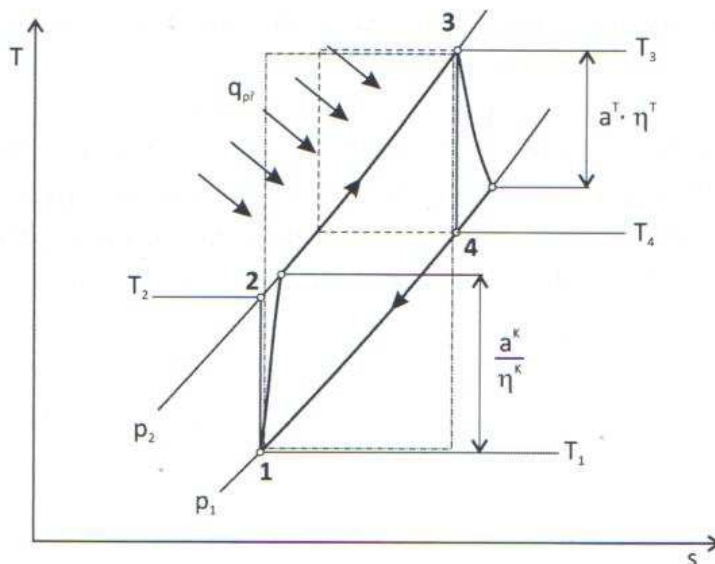
- rychlý start (v řádech minut, oproti parní turbíně, kdy to jsou hodiny);
- menší spotřeba chladicí vody (jen pro malé chladiče např. oleje);
- malé rozměry a hmotnost;
- krátká doba výstavby.

Plynová turbína s otevřeným oběhem a spalovací komorou (spalovací turbína) je zobrazena na (obr. 2.9).



Obr. 2.9: Otevřený oběh plynové turbíny [3]

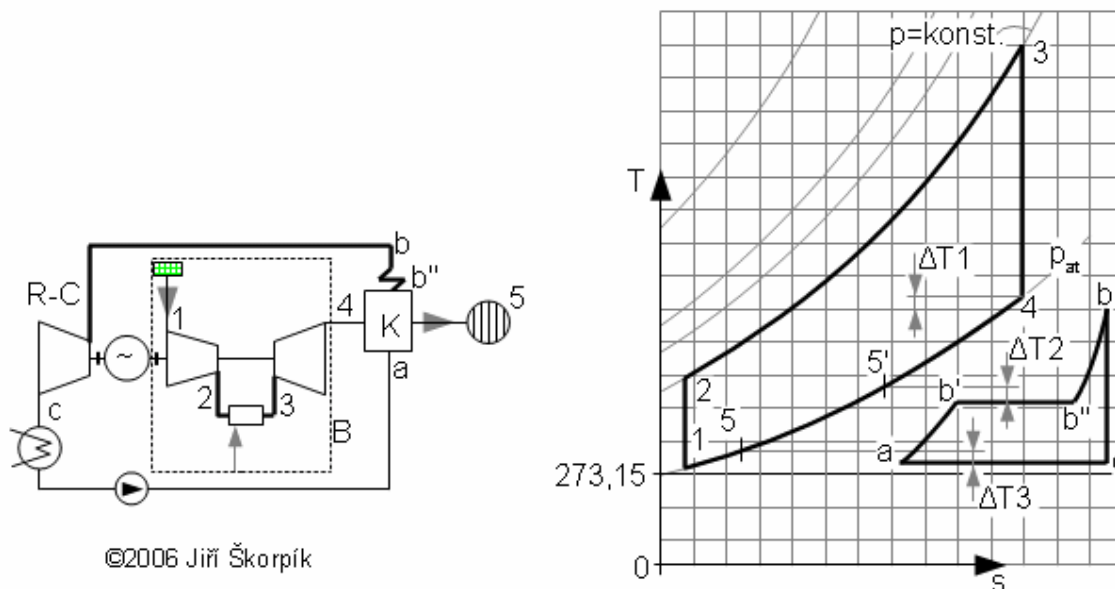
Výše zmíněná schéma obsahuje turbínu T, kompresor K, spalovací komoru SK a elektrický generátor G a startovací motor M. Na začátku v bodech 1–2 dochází v ideálním případě k izoentropické kompresi v kompresoru, dále v bodě 2–3 dojde k promíchání stlačeného vzduchu s palivem ve spalovací komoře za postupného hoření a vzniku horkých spalin, které v bodě 3–4 izoentropicky expandují v turbíně. Spaliny poté odchází do komína. [2],[3]



Obr. 2.10: Oběh plynové turbíny v T-s diagramu [3]

2.2.3 Paroplynový oběh

Kombinací Braytonova oběhu a Rankine-Calusiova oběhu získáváme oběh paroplynového zařízení se všemi jeho výhodami. (viz začátek kap. 2.2)



Obr. 2.11: Schéma paroplynového oběhu a zobrazení v T-s diagramu [2]

2.3 Koncepce paroplynových zařízení

Teplo do oběhů PPZ je přiváděno většinou pouze od oběhu plynové turbíny. Proto musí být zařízení upraveno tak, aby bylo do parního oběhu předáno maximum tepla obsaženého ve spalínách na výstupu z plynové turbíny.

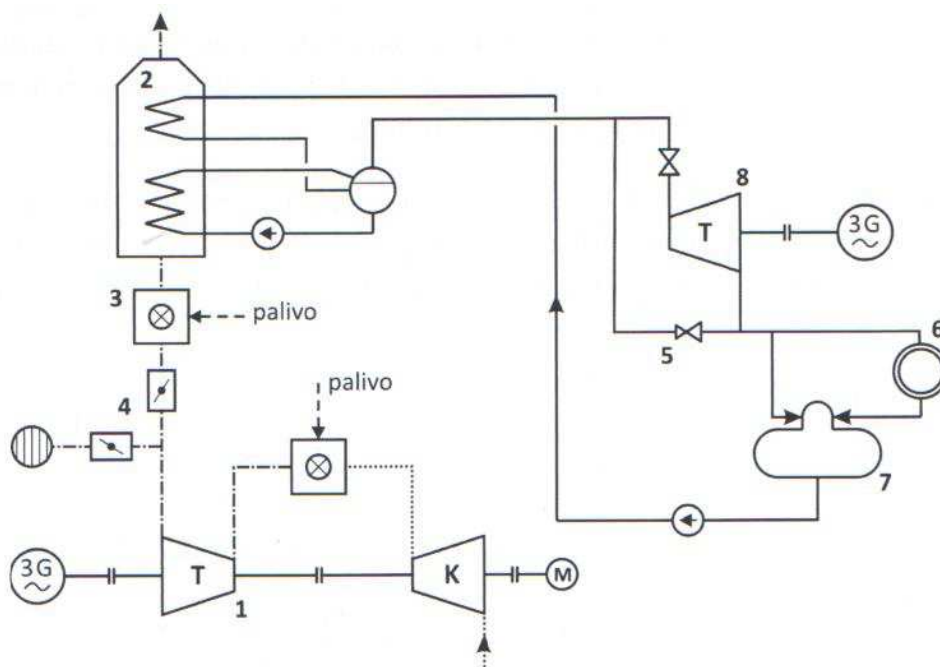
Teoreticky by měl být mezi látkami vyměňujícími si teplo minimální rozdíl teplot ΔT vyplývající z optimalizace výrobních a investičních nákladů. Tento rozdíl by měl být konstantní v celém procesu výměny tepla.

Vzhledem ke značně proměnnému průběhu teplot vody při jejím ohřívání, odpařování a přehřívání páry toto není úplně možné udržet. Největší odchylky $\Delta T = \text{konst.}$ nastávají, je-li v parním oběhu použit pouze jeden tlak.

Možnost zlepšení kvality oběhu PPZ spočívá v používání více tlaků v parním oběhu. Při zavedení druhého tlaku je možné dosáhnout zvýšení účinnosti zařízení cca o 2 %. Použití třítakového oběhu s přehříváním přinese další zvýšení účinnosti i 1 až 1,5 %, celkově tedy oproti jednotlakovému uspořádání o 3 až 3,5 %.

Zlepšení účinnosti touto cestou má ovšem své nevýhody, a to přináší určitou komplikaci celého zařízení, především však spalínového výměníku a částečně i parní turbíny. Proto je při rozhodování o počtu tlaků v parním oběhu nutné vzít v úvahu také cenu použitého paliva. U dosud provedených nebo navrhovaných PPZ je použití tří tlaků limitní.[3], [5]

2.3.1 Jednotlakový parní oběh



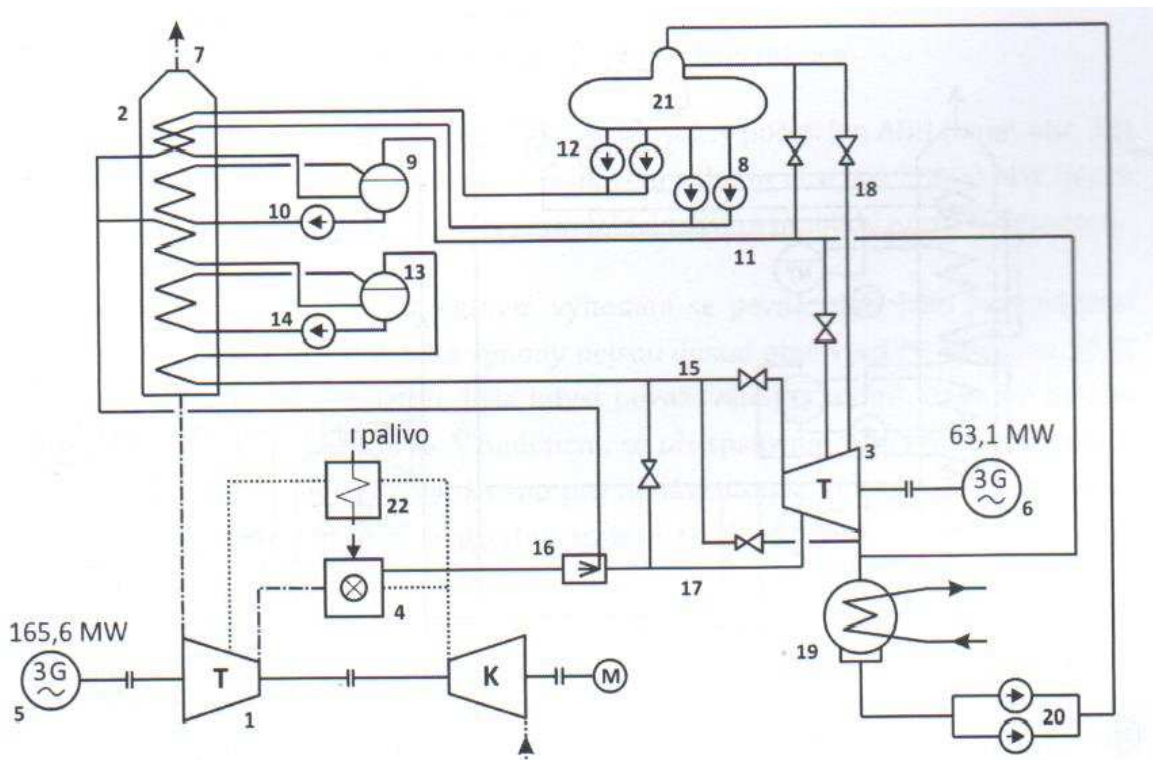
Obr. 2.12: PPZ s jednotlakovým oběhem parní turbíny a s odběrem tepla[3]

(1 – plynová turbína, vpravo kompresor a nad nimi spalovací komora; 2 – spalínový výměník; 3 – přitápění; 4 – klapky pro možnost odvedení spalín do komínu, tzv. by pass; 5 – redukční stanice; 6 – zařízení pro odsolování mořské vody; 7 – odplyňovač napájecí vody a napájecí nádrž; 8 – parní protitlaká turbína, výkon 35 MW)

Příkladem takového zařízení s jednotlakovým parním oběhem je odsolovací zařízení mořské vody v Dubaji od firmy ABB. Nahradilo v místní hliníkárně stávající dvě kondenzační turbíny výkonu 35 MW každá ($p_1 = 1,85 \text{ MPa}$, $t_1 = 208,5 \text{ } ^\circ\text{C}$, sytá vstupní pára).

2.3.2 Dvoutlakový parní oběh

První PPZ uvedené do provozu v Anglii v lokalitě Roosecote (dodavatel ABB). Plynová turbína v době uvedení do provozu (1993) byla největší co do výkonu v Evropě. Má chlazené rozváděcí i oběžné lopatky prvních tří stupňů vzduchem odebíraným z výstupu kompresoru. Protože stlačení kompresoru je poměrně veliké a tomu odpovídá i vyšší teplota za kompresorem, nutno tuto teplotu před zavedením vzduchu do turbíny vhodně snížit (výměník 22; současně přehříváč paliva).



Obr. 2.13: PPZ s dvojtlačovým oběhem parní turbíny bez oběhu tepla [3]

(1 – plynová turbína; 2 – spalínový výměník; 3 – parní turbína; 4 – spalovací komora; 5, 6 – el. generátory; 7 – komín; 8, 12 – NT a VT napájecí čerpadla; 9, 13 – bubny výměníku; 10, 14 – NT a VT cirkulační čerpadla; 11, 15 – NT a VT přívodní potrubí páry; 16 – vstřikování vody do páry pro spalovací komoru; 17 – odběr vzorku páry pro kontrolu emise NO_x ; 18 – topná voda pro odplyňovač; 19 – kondenzátor; 20 – kondenzátní čerpadla; 21 – napájecí nádrž s odplyňovačem; 22 – chladič vzduchu pro plynovou turbínu a přehříváč paliva)

Vertikální spalínový výměník dodává 60,9 kg/s páry o tlaku 6,43 MPa o teplotě 493 °C a 18 kg/s páry o tlaku 0,54 MPa o teplotě 155 °C.

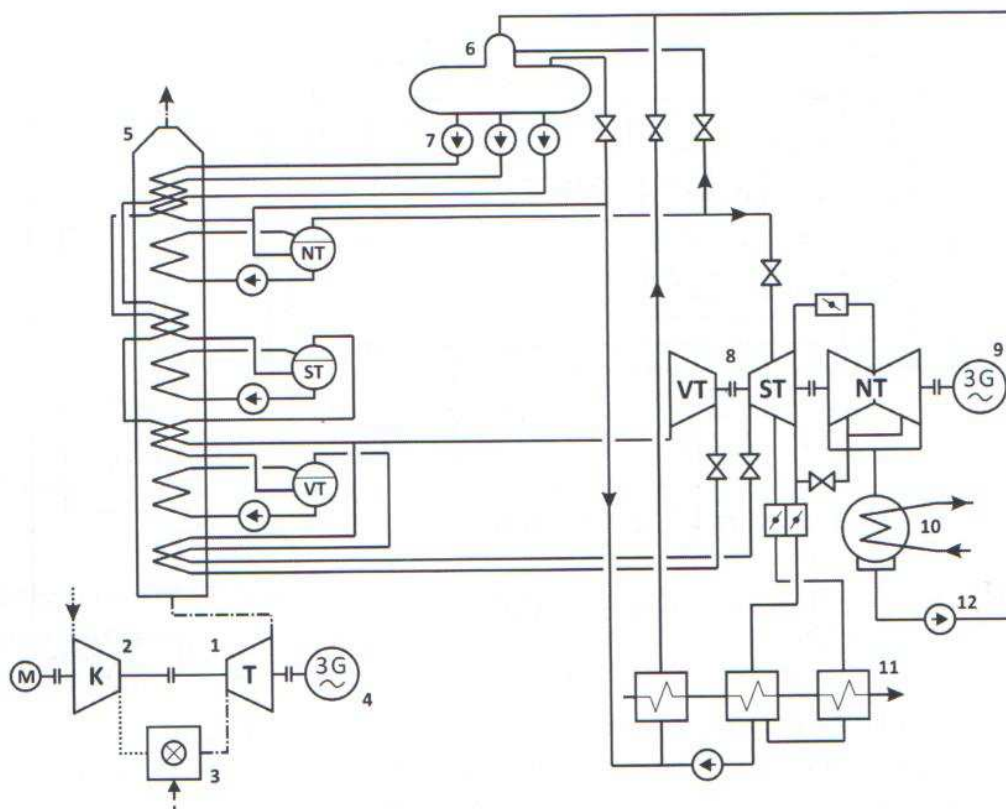
Z VT dílu turbíny (turbína je ve skutečnosti dvoutělesová s dvouproudým NT dílem) je odebírána pára o tlaku 2,3 MPa pro ostřikování do plynové turbíny a z NT dílu je odběr páry pro odplyňovač napájecí vod. Parní turbína nemá regenerační systém. Napájecí voda se ohřívá v horní části (v zóně nižších teplot spalin) výměníku.

Uvedená varianta PPZ má celkový výkon 228,7 MW. Dodavatel celého zařízení garantuje zákazníkovi účinnost 49,1 %. [3]

2.3.3 Třítlakový parní oběh

V tomto konkrétním případě se jedná o třítlakový parní oběh s přehříváním páry a dodávkou tepla pro vytápění v Amsterdamu. Tato elektrárna zásobuje celé město elektrickou energií a teplem. Do provozu byla uvedena v dubnu 1995.

Je osazena jednou plynovou turbínou o výkonu 165 MW a jednou parní turbínou s přehříváním páry o výkonu 91 MW. Celkový elektrický výkon je 253 MW, z toho cca 2/3 připadají na plynovou turbínu. V dodávaném teple je max. výkon 228 MW.



Obr. 2.14: Třítlakový parní oběh s přehříváním páry a dodávkou tepla pro vytápění [3]
(1 – soustrojí s plynovou turbínou; 2 – kompresor; 3 – spalovací komora; 4, 8 – plynová a parní turbína; 5 – spalinový výměník; 6 – napájecí nádrž, odplyňovač; 7 – VT, ST a NT napájecí čerpadla; 10 – kondenzátor; 11 – teplotní výměníky; 12 – kondenzátní čerpadlo)

Účinnost zařízení pouze při výrobě elektrické energie je 55 %, využití paliva při teplotě kogenčního provozu je 86 %. Palivem je zemní plyn.

Oproti dvojtakovému oběhu s přehříváním má zde použitý oběh vyšší účinnost o necelé procento.

Parní turbína je třítělesová s dvouproudým NT dílem. Má dva odběry pro dálkové vytápění. Regulace jednoho z nich umožňuje podle potřeby optimální výrobu elektrické energie. [3], [6]

2.4 Významná paroplynová zařízení

Tato kapitola se zabývá světovými, ale i tuzemskými paroplynovými zařízeními, která jsou z určitého důvodu podstatná či zajímavá a v poslední době jsou nebo byla přínosná pro energetický průmysl.

2.4.1 Paroplynová zařízení v České republice

V roce 1999 bylo uvedeno do provozu paroplynové zařízení teplárenského typu v Teplárnách Brno. V poslední době to byl významný projekt v rámci teplárenství v České republice (hlavním dodavatelem se stal ABB Energetické systémy).

Tato nová koncepce v teplárně nahradila zastaralou uhelnou výtopnu, která dodávala dříve jenom teplo, nikoliv elektrickou energii. V tomto případě se jedná o paroplynové zařízení klasické koncepce, což znamená uspořádání: plynová turbína, třítlakový horizontální kotel na odpadní teplo, protitlaková parní turbína a výměňková stanice.

Jde tedy o paroplynové zařízení kogeneračního typu, což znamená společnou výrobu elektrické energie a tepla. Palivem v této teplárně je vysoce ekologický zemní plyn nebo alternativně lehký topný olej.

Výstavba brněnské teplárny byla realizována v období roků 1997 – 1999. Maximální elektrický výkon 99,1 MW (plynová turbína 75 MW a parní 24,1 MW), tepelný výkon kotle 100 MW_t, elektrická účinnost $\eta_{el} = 47,5 \%$ a tepelná účinnost (využití paliva) $\eta_{tep} = 89 \%$.

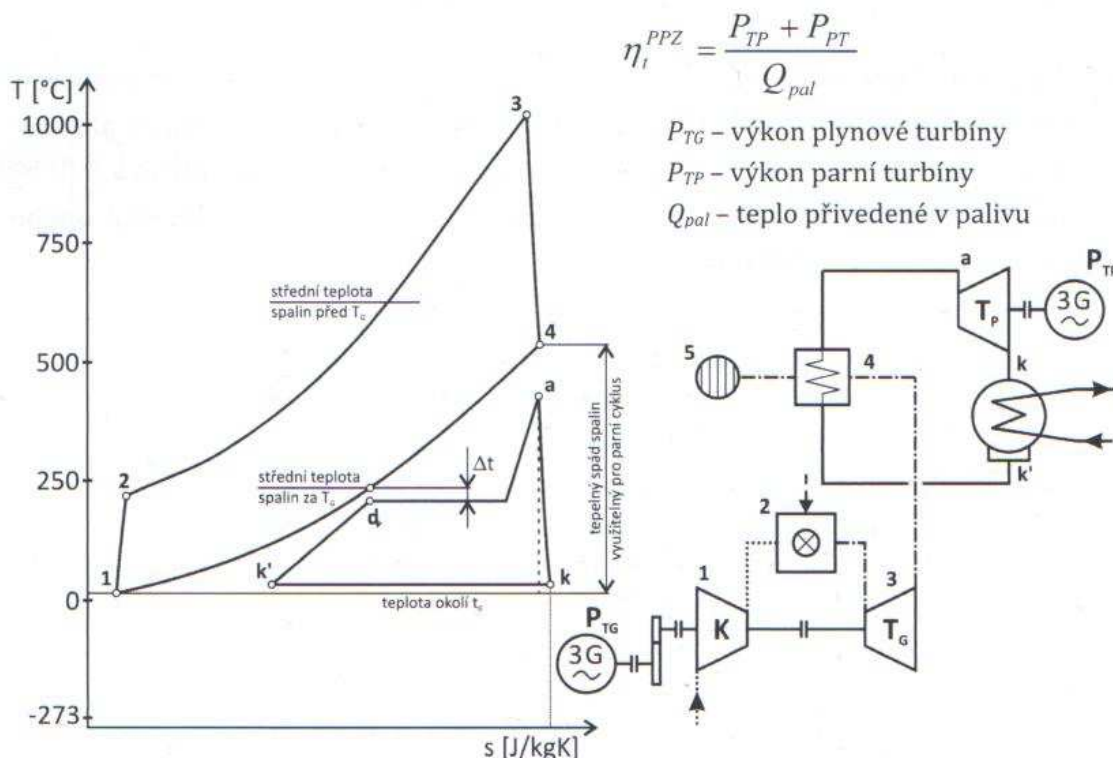
V roce 1995 byla uvedena do provozu integrovaná paroplynová elektrárna ve Vřesové a to konkrétně její první blok o výkonu 200 MW. Následně v roce 1996 byl spuštěn druhý blok identické koncepce a výkonu.

Každý energetický blok (dva identické bloky) sestává z plynové turbíny, kotle na odpadní teplo, parní turbíny a spalovací komory. Vzduch do spalovací komory dodává vysokootáčkový kompresor. Otáčky kompresoru jsou redukovány převodem na obvyklé otáčky generátoru.

Základním palivem tohoto paroplynového zařízení je energoplyn vyráběný z uhlí vlastního velkolomu Jiří, proto je v názvu elektrárny „integrovaná“. Zemní plyn je používán jen jako doplňkové palivo ke špičkové výrobě elektrické energie a k zajištění regulačního výkonu zdroje.

Spaliny vstupující do plynové turbíny o teplotě přibližně 1100 °C. Po expanzi o teplotě okolo 525 °C předávají v kotli (spalinovém výměníku) postupně teplo přehříváku páry o tlaku 7,3 MPa pro parní turbínu, dále vysokotlakému výparníku (vypařování a přehřívání mezi body d – a v T-s diagramu na (obr. 2.15), dále dochází k ohřívání vody pro vysokotlaký výparník (k – d). V totéž sledu předávání tepla je vyrobena pára pro dvojtlakou parní turbínu o tlaku 0,5 MPa. Ta má dva regulované odběry pro teplofikaci. Z kotle odcházejí spaliny o teplotě okolo 130 °C do okolního ovzduší.

Výkony jednotlivých turbín jsou velice odlišné podle podmínek, kdy mají zrovna pracovat a kolik dodávat do elektrické sítě. Výkon plynových turbín mimo špičky je 113–163 MW, ve špičkách 263–309 MW a výkon parních turbín mimo špičky 24–46 MW, ve špičkách 77–97 MW. [3]



Obr. 2.15: Schéma jednoho bloku PPZ ve Vřesové [3]

(1 – kompresor; 2 – spalovací komora; 3 (T_G) – plynová turbína; 4 – spalínový výměník; 5 – výstup spalín do komína; 6 (T_P) – parní turbína; k – kondenzátor; G – el. generátory)

2.4.2 Paroplynová zařízení ve světě

Světově významným paroplynovým zařízením je bezesporu paroplynové zařízení Trakya a Ambarli v Turecku. Kontrakt na dodávku zařízení byl podepsán s firmou Asea Brown Boveri, která je zmíněna v kapitole o historickém vývoji paroplynových zařízení, v roce 1984. Jedná se tedy o firmu s dlouholetými zkušenostmi na tomto poli působnosti. Toto zařízení o výkonu 1200 MW se suchou chladicí věží bylo v této době nejvýkonnější na světě. Sestává z osmi plynových turbín o výkonu 100 MW každá a čtyř dvojtakových parních turbín (o parametrech 5 MPa/453 $^{\circ}\text{C}$ a 0,45 MPa/210 $^{\circ}\text{C}$), každá o výkonu 100 MW. Celkový výkon zařízení je tedy sumarizován na 1200 MW.

Elektrárna zásobuje elektrickou energií město Istanbul a oblast Trakyi nacházející se na evropské pevnině. Palivem je zemní plyn. V základním zatížení je udávána čistá tepelná účinnost $\eta_{\text{netto}} = 47,3 \%$, ve špičkovém provozu je účinnost až 48,2 %.

Ve stejné oblasti je od listopadu 1991 v provozu další PPZ Ambarli o celkovém výkonu 1350 MW. Tento výkon je dosažen třemi identickými bloky sestávající: 2 plynové turbíny po 150 MW, jednou parní turbínou výkonu 150 MW. Palivem je i zde zemní plyn. Zařízení dosahuje tepelné účinnosti 51,37 %. Dodavatelem turbín je Siemens a dvojtakového kotle na odpadní teplo rakouská firma SGP. Negativním znakem obou popsaných zařízení je použití zemního plynu jako paliva místo plynu získávaného zplyňováním uhlí (např. Vřesová). Jeho zásoby jsou několikanásobně větší než plynu. Je tím opomíjena všeobecná snaha šetření tímto neekologičtějším palivem a tím i oddálení úplného vyčerpání jeho omezených zásob. Kromě toho hlavní složkou zemního plynu je metan, který podporuje skleníkový efekt více než oxid uhličitý produkovaný uhelnými elektrárnami.

Konsorcium společností E.On Kraftwerke, N-ERGIE, Mainova a HSE se postaralo o vybudování nejúčinnější paroplynové elektrárny na světě. Toto zařízení se nachází v Irschingu ve spolkové zemi Bavorsko na jihu Německa.

V roce 2010 byl uveden do provozu blok elektrárny Irsching 5 s jmenovitým výkonem 846 MW a s účinností přeměny energie 59,7 %, což je jedna z nejvyšších evropských hodnot mezi paroplynovými elektrárnami. Tento blok má oběh skládající se ze dvou plynových turbín a jedné parní turbíny.

O rok později, tzn. v roce 2011 byl uveden do provozu blok elektrárny Irsching 4, s výkonem 550 MW a s účinností 60,7 %. Touto účinností se stal v té době světově nejúčinnějším paroplynovým zařízením na světě. Blok 4 má oběh, který zahrnuje jednu plynovou turbínu (SGT5-800H od společnosti Siemens) a jednu parní turbínu.

Palivem obou zmiňovaných bloků je zemní plyn. Spotřeba plynu je při nominálním výkonu 91000 m³_N/h u 4. bloku a 2 x 70000 m³_N/h v případě bloku Irsching 5. Parametry páry pro parní turbínu bloku Irsching 4 je 17 MPa/600 °C a u bloku 5 18,7 MPa/574 °C.

Obě elektrárny pracovaly v běžném provozu dodávky elektrické energie do přenosové soustavy zcela výjimečně, většinu času pracovaly pro dispečerské řízení sítě a vyrovnávaly toky výkonu v síti při stabilizaci soustavy na jihu Německa.

V roce 2015 se ovšem uvažovalo o jejich brzkém odstavení kvůli vypršení bonusu a příspěvků za dispečerské řízení.

Elektrárny jsou pro Německo systémově důležité a do budoucna by měly pracovat v provozu elektráren v záloze a právě za tuto činnost by měly nově dostávat bonusy, které by pokryly provozní náklady.[7], [8]



Obr. 2.16: Letecký snímek elektrárny Irsching v Německu [7]

2.5 Kotle pro paroplynové elektrárny

Popsány jsou různé typy kotlů pro paroplynové oběhy z hlediska historického dělení.

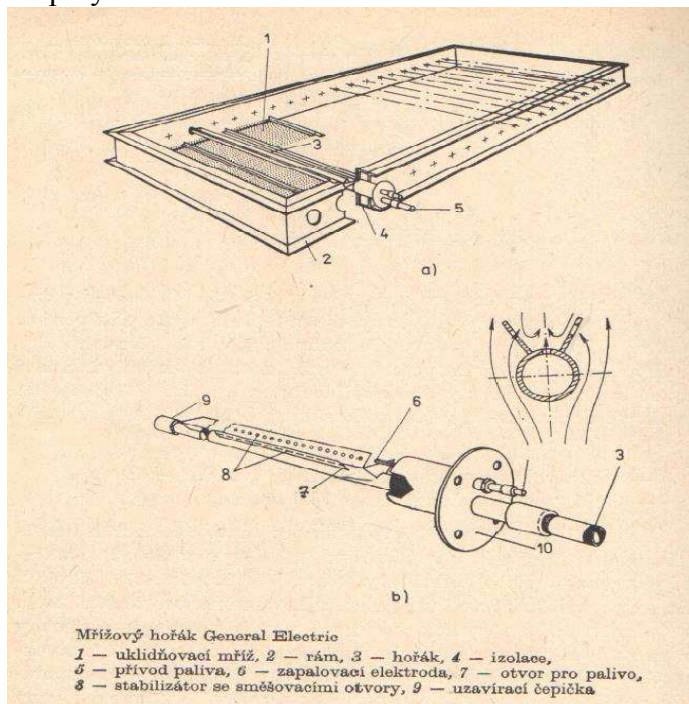
2.5.1 Kotle pro paroplynové elektrárny s mírným přitápěním

Kotle tohoto druhu jsou v podstatě tepelné výměníky, ve kterých se využívá teplo odcházejících spalín ze spalovací turbíny. Zabudovávají se do spalínovodu nebo přímo do komína.

Parametry páry vyrobené v kotli jsou limitovány teplotou plynů na výstupu ze spalovací turbíny. Dříve bylo možné dostat ze spalovacích turbín výstupní teplotu plynů 400 až 500 °C, postupem času se tyto parametry s technickým pokrokem zvyšovaly. Jsou-li požadavky na parametry páry vyšší než je technicky možné bez přitápění, zvýší se teplota plynů přitápěním. Přitápí se dodatečným spalováním paliva v proudu plynů hořáky umístěnými ve spojovacím potrubí mezi kotlem a turbínou. Hnací plyny ze spalovací turbíny obsahují dostatek kyslíku (15 až 18 %) a umožňují dodatečné spalování. Hořáky pro tento účel se používaly dvojí:

- přizpůsobené průmyslové hořáky,
- hořáky speciální (viz obr. 2.17)

Firma General Electric vyvinula pro tento účel hořák umožňující spalovat kapalně i plynné palivo (mřížkový hořák). Pro stabilizaci plamene slouží stabilizátory tvaru V (viz obr. 2.17). Teplota spalín se při přitápění volí tak, aby celková koncepce těchto kotlů byla jednotná, tj. aby nebylo nutno používat radiační plochy v prostoru hořáků, popř. austenitický materiál na prvních konvekčních plochách kotle. Tyto kotle se vyznačují jednoduchostí uspořádání a použitím pouze feriticko-perlitických ocelí. Výhřevné plochy tvoří svazky trubek, na kterých se teplo sdílí převážně nucenou konvekcí. Vyšší teplota spalín umožňuje zvýšit parametry vyráběné páry.

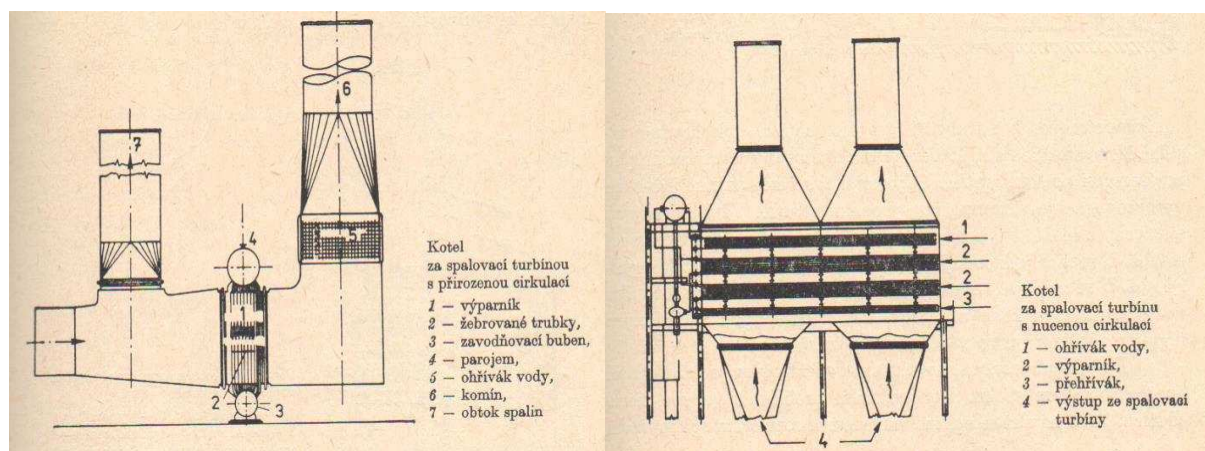


Obr. 2.17: Mřížový hořák General Electric [1]

Provoz těchto kotlů je bezprostředně svázán s provozem spalovací turbíny a bez provozu turbíny není možný. V případě provozu bez přitápění je veškeré palivo přiváděné do paroplynového oběhu spaleno ve spalovací komoře spalovací turbíny.

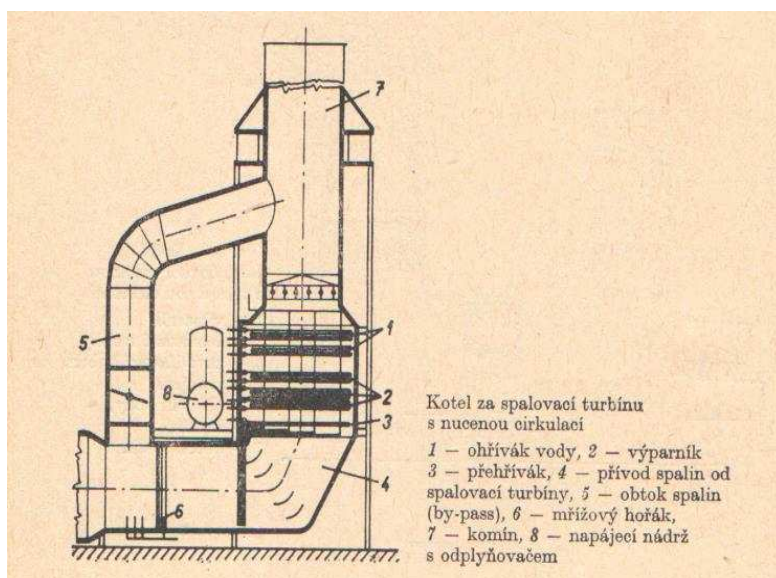
Konstrukční řešení:

Koncepce kotle je zpravidla určena typem spalínovodu, ve kterém je kotel zabudován. Kotel zabudovaný do horizontální části spalínovodu má výparné plochy svislé a proudění ve výparníku bývá s přirozenou cirkulací. Přehřívač – pokud je zařazen – je vždy situován před výparníkem ve směru proudění spalin. Kotle zabudované do komína (svislé části spalínovodu) mají výhřevné plochy vodorovné. V tom případě je proudění ve výparníku nucené, zajišťované čerpadlem. Příklad řazení výhřevných ploch a celkové uspořádání těchto kotlů jsou uvedeny na obr. 2.18 až 2.20. [1]



Obr. 2.18: Kotel za spalovací turbínou s přirozenou cirkulací (vlevo) [1]

Obr. 2.19: Kotel za spalovací turbínou s nucenou cirkulací (vpravo) [1]



Obr. 2.20: Kotel za spalovací turbínou s nucenou cirkulací [1]

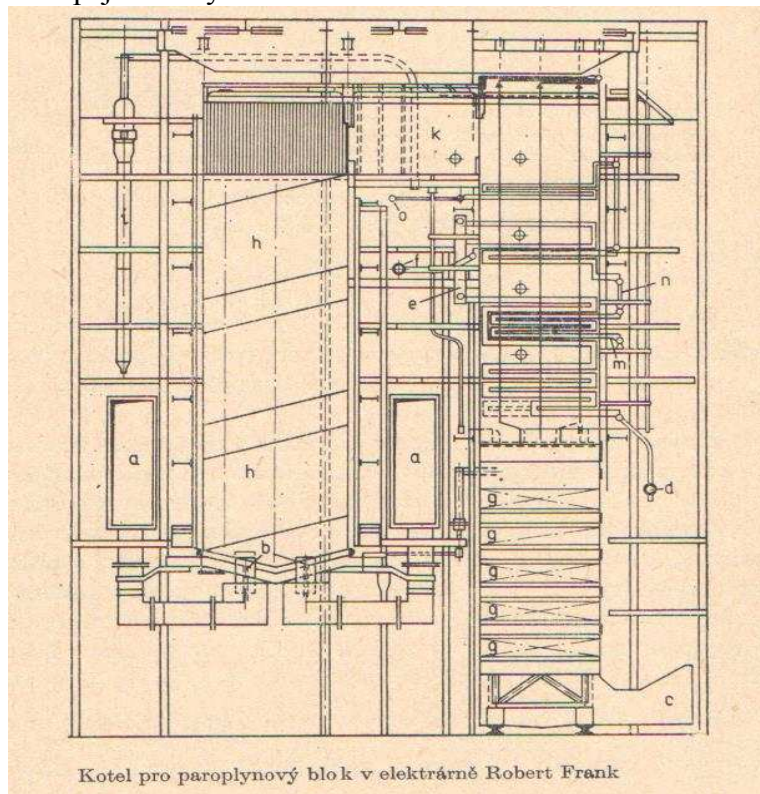
2.5.2 Kotle se spalovací komorou pro paroplynové elektrárny

Kotle se spalovací komorou pro paroplynové elektrárny jsou řazeny za spalovací turbínu. Jsou prakticky shodné s klasickými kotli. Spalin od spalovací turbíny využívají jako oksylichovadla pro spalovací proces. Proto není u těchto kotlů zabudován obvyklý ohřívák spalovacího vzduchu. Pro ochlazení spalin se používají spalinové ohříváky napájecí vody zařazené paralelně k parním ohřívákům.

Parametry vyrobené páry nejsou vázány na teplotu spalin od spalovací turbíny. Množství paliva přiváděného do kotle však musí odpovídat množství spalin, nemá-li být dodáván pro spalování dodatečně chladný vzduch. Volba paliva pro kotel není obecně vázána na palivo pro spalovací turbínu. Je možné palovat i tuhé palivo. Ve Francii byl spuštěn paroplynový blok s kotlem na spalování hnědého uhlí. Obvykle se však v kotli spaluje stejné palivo jako ve spalovací turbíně, aby se nekomplikovalo palivové hospodářství. Větší část paliva přivedeného do oběhu se spálí v kotli (70 až 85 %).

Často bývá požadován samostatný provoz kotle. Proto jsou tyto jednotky vybaveny ventilátory, které dodávají spalovací vzduch, je-li spalovací turbína odstavena. Tento vzduch má nižší teplotu než spaliny od turbíny a je pouze temperován parními ohříváky vzduchu nebo přitápěním pomocí hořáků. Tato skutečnost musí být respektována při návrhu hořáků kotle, které musí zajistit dokonalé spalování jak se spalinami od spalovací turbíny, tak s chladným vzduchem.

Typickými představiteli kotlů této řady byly kotle paroplynových bloků použitých pro rozšíření elektráren Robert Frank a Gersteinwerk v Německu. Kotel v elektrárně Robert Frank (obr. 2.21) je běžného provedení (π -tvar) s přechodovým kanálem a se svislým tahem pro konvekční přehříváky, přihříváky a ohříváky vody. Jde o kotel průtlačný se separátorem a dvěma oběhovými čerpadly. Parní výkonnost kotle je 330 kg/s, parametry páry 25,6 MPa, 540/540 °C, teplota napájecí vody 260 °C.



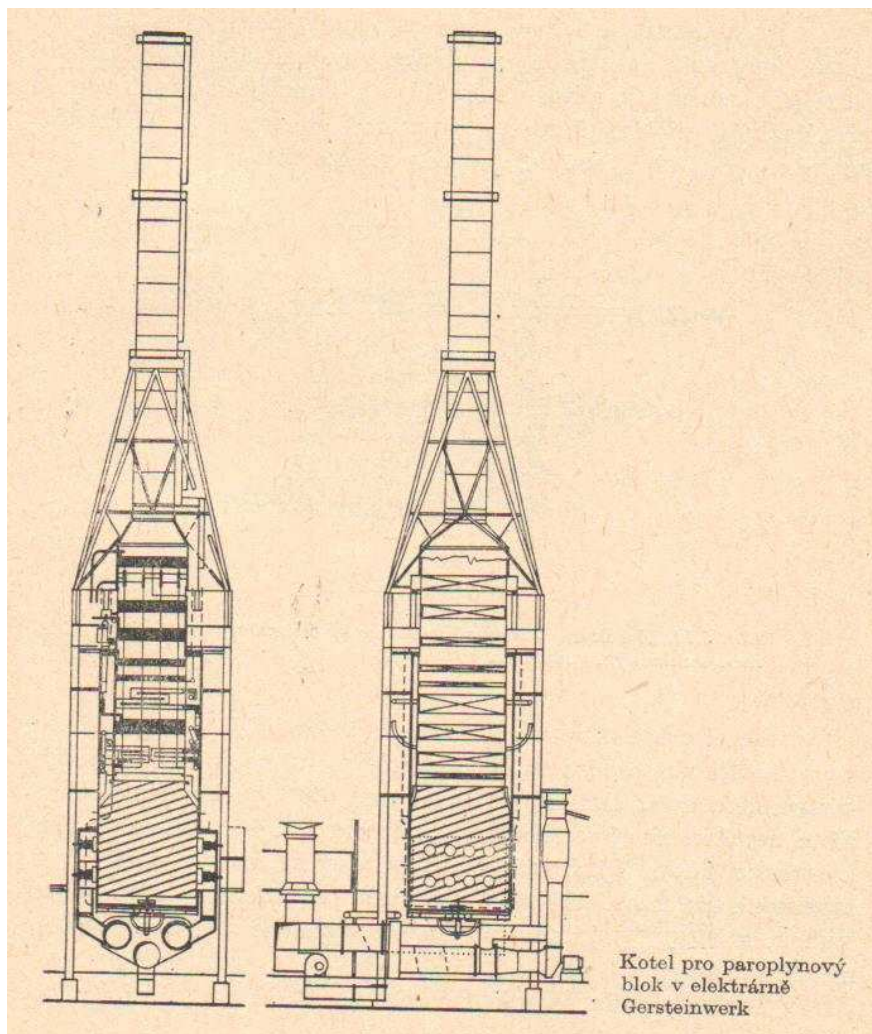
Obr. 2.21: Kotel pro paroplynový blok v elektrárně Robert Frank [1]

Spaliny od turbíny obsahují průměrně 17 % kyslíku (objemových) a množství výfukových plynů od spalovací turbíny postačuje pro spalovací proces do 78 % výkonu kotle. Axiální vzduchové ventilátory dodávají dodatekové množství vzduchu pro spalování až do jmenovitého výkonu kotle. Tento vzduch se ohřívá pomocnými hořáky zabudovanými do vzduchovodu. Kotel může být provozován i bez spalovací turbíny. Na konci kotlového tahu jsou zabudovány nízkotlaké i vysokotlaké spalinové ohříváky napájecí vody řešené jako kotlové konvekční plochy.

Po konstrukční stránce se tento kotel neliší od klasických kotlů. Výparník je tvořen membránovými stěnami. Pro tlakové části jsou použity kvalitní uhlíkaté oceli, kromě koncových stupňů přehříváků a přihříváků, které jsou z 12% chromové oceli. Hořáky spalující zemní plyn jsou zabudovány ve dně kotle.

Kotel pro elektrárnu Gersteinwerk (obr. 2.22) je průtláčného typu ve věžovém provedení. Stěny kotle jsou tvořeny membránovým výparníkem a v oblasti nižších teplot (pod 450 °C) ocelovým plechem. Kotel nemá kouřový ventilátor a ocelový komín je zakotven na nosné konstrukci kotle. Výhřevné plochy v tahu kotle jsou zavěšeny na závěsných trubkách. Ohříváky vody jsou provedeny ze žebrovaných trubek, které jsou uloženy na dutých, vzduchem chlazených nosnících.

Teplota spalin na výstupu z kotle je 110 °C. Hořáky jsou v přední a zadní stěně proti sobě. Spalují zemní plyn o tlaku 0,16 MPa. Kotel je vybaven ventilátory pro samostatný provoz.



Obr. 2.22: Kotel pro paroplynový blok v elektrárně Gersteinwerk [1]

2.5.3 Přetlakové kotle

Přetlakové kotle spalují palivo ve spalovací komoře při tlaku značně vyšším, než je tlak atmosférický. Výhodou tohoto způsobu je, že veškeré palivo přivedené do paroplynového oběhu se spaluje s vysokou účinností ve spalovací komoře kotle. Volba druhu paliva je však omezena vzhledem k zařazení plynové turbíny za kotel. Proto lze spalovat pouze ušlechtilá plynná a kapalná paliva. Pevné palivo by způsobovalo zanášení a erozi lopatkového systému spalovací turbíny.

Velikost teplosměnné plochy i vnější rozměry přetlakových kotlů jsou podstatně menší než u atmosférických kotlů, neboť přestup tepla je značně intenzivnější. Hoření za vyššího tlaku probíhá rychleji a zvětšuje se stupeň černosti plamene, který má rozhodující vliv na výměnu tepla sáláním. Vliv tlaku na tepelné zatížení u radiální výhřevné plochy lze vyjádřit empirickým vztahem:

$$q_p = q_0 \exp[(0,54 - 0,1 \ln 10p) \ln 10p]$$

kde q_0 – střední tepelné zatížení při atmosférickém tlaku,

q_p – tepelné zatížení při tlaku p (MPa).

Vliv tlaku se výrazně projevuje zejména při tlaku 0,1 až 0,5 MPa. Tepelné zatížení se zvyšuje až 1,8krát.

Intenzifikace přestupu tepla je zvlášť patrná u konvekčních ploch. Rychlost spalin u těchto kotlů dosahuje 200 až 250 m/s. Při tlaku 1 MPa a při příčném obtékání trubkových svazků se výhřevná plocha zmenší na 12 až 15 % u atmosférického kotle, při podélném obtékání dochází ke zmenšení plochy na 20 až 25 %. Při tlaku 5 MPa a příčném obtékání se zmenší teplosměnná plocha na 4 až 5 % a při podélném obtékání na 8 až 10 %.

Součinitel tepelného využití konvekčních svazků závisí hlavně na druhu paliva vzhledem k úsadám a znečištění. Při spalování plynu je součinitel tepelného využití $\varphi = 0,85$ až 0,9, při spalování mazutu $\varphi = 0,7$.

Malé rozměry konvekčních ploch a zejména přehříváků zajišťují výhodné dynamické vlastnosti přetlakových kotlů. Přehříváky jsou regulačně pružné a mají v širokém rozmezí výkonu plochou charakteristiku. Není třeba použít mnoho stupňů přehříváků, odpadají četné komory, překřížení apod.

Značná intenzita přestupu tepla do výhřevných ploch vyžaduje intenzivní cirkulaci. Většina těchto kotlů je řešena s vynucenou cirkulací přes výparník a mnoho kotlů je průtláčných. Často se volí nadkritické parametry páry vzhledem k nebezpečí filmového varu vody. Větší rychlost ve výparníku zvyšuje tlakové ztráty a odráží se v dimenzování napájecích nebo oběhových čerpadel.

Hlavní výhody přetlakových kotlů jsou:

- snížení hmotnosti kotle,
- možnost vyrobit většinu dílů ve výrobním závodě,
- zkrácení doby montáže,
- menší zastavěný prostor.

Naproti tomu určitou nevýhodou je zejména:

- nutnost použít kvalitnější a dražší materiál (vysoké tepelné toky).
- zvětšení tlakové ztráty na straně vody a páry,
- obtíže při čistění a opravách vzhledem k značné kompaktnosti.

Přetlakové kotle se rozšířily původně hlavně jako energetické jednotky lodních pohonů. Později se však začaly uplatňovat rovněž jako stacionární kotle v elektrárnách a teplárnách. [1]

3. Tepelný výpočet kotle

Návrh výpočtu spalínového kotle (HRSG = heat recovery steam generator) se zjednodušeně zabývá tepelným výpočtem kotle, tzn. konkrétními výpočty výhřevných ploch a to ekonomizérů, výparníků a přehříváků páry, které využívají teplo spalin odcházející z plynových turbín. Jedná se o dvoutlaký kotel, a proto je v následujících částech řešena vysokotlaká a nízkotlaká část zvlášť. Z výsledných výpočtů je sestaven Q–T diagram, známý též jako Pilový diagram a je zde zjednodušeně vyobrazeno schéma kotle (obr. 3.1). [9]

3.1 Zadané parametry:

Kotel je zadán následujícími veličinami:

- teplota spalin $t_{SP} = 545\text{ }^{\circ}\text{C}$
- hmotnostní průtok spalin $\dot{m} = 376,4\text{ kg/s}$
- chemické složení spalin $77,91\text{ \% }N_2; 10,93\text{ \% }O_2; 2,112\text{ \% }CO_2$
 $8,114\text{ \% }H_2O; 0,9022\text{ \% }Ar$
- vstupní tlak $p_{vst} = 90\text{ bar} = 9\text{ MPa}$
- teplota napájecí vody $t_{NV} = 47\text{ }^{\circ}\text{C}$

3.2 Přepočet molárních koncentrací:

Složky spalin (N_2 – dusík, O_2 – kyslík, CO_2 – oxid uhličitý, H_2O – voda a Ar – Argon) jsou zadány pomocí molárních zlomků, dále je nutné přepočítat pomocí molární hmotnosti na hmotnostní zlomek a přes hustotu daných složek na objemový zlomek, abychom dostali hustotu spalin. Když je znám hmotnostní průtok spalin je možné dopočítat objemový průtok spalin. Na konci kapitoly jsou zvoleny hodnoty přírůstků pro následující výpočet kotle.

Tab. 3.1: Přepočty koncentrací zadaného složení spalin

Chemická látka	Molární zlomek [-]	Molární hmotnost [g/mol]	Hmotnostní zlomek [-]	Hustota [kg/m ³]	Objemový zlomek [-]
N_2	0,7791	28	0,7772	1,2505	0,7792
O_2	0,1093	32	0,1246	1,4289	0,1093
CO_2	0,02112	44	0,0331	1,9768	0,021
H_2O	0,08144	18	0,0522	0,804	0,0814
Ar	0,009022	40	0,0129	1,7839	0,0091

Hustota spalin [kg/m³]: (3.1)

$$\rho_{SP} = x_{N_2} \times \rho_{N_2} + x_{O_2} \times \rho_{O_2} + x_{CO_2} \times \rho_{CO_2} + x_{H_2O} \times \rho_{H_2O} + x_{Ar} \times \rho_{Ar}$$

$$\rho_{SP} = 0,7792 \times 1,2505 + 0,1093 \times 1,4289 + 0,021 \times 1,9768 + 0,0814 \times 0,804 + 0,0091 \times 1,7839 = 1,2537\text{ kg/m}^3$$

Objemový průtok spalín [m^3/s]: (3.2)

$$M_{SP} = \frac{\dot{m}}{\rho_{SP}} = \frac{376,4}{1,2537} = 300,23 \text{ m}^3/\text{s}$$

Zvolené přírůstky veličin pro následný tepelný výpočet kotle:

Tab. 3.2 Zvolené přírůstky tlaku, entalpie a teplot pro tepelný výpočet kotle

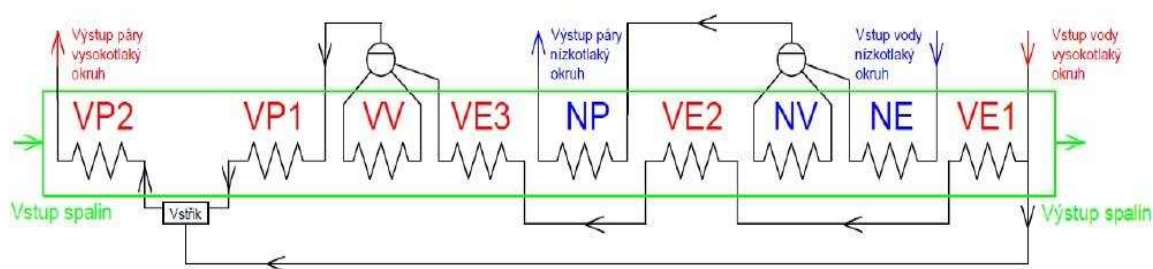
Tlaková ztráta	Δp	0,1 MPa
Rozdíl entalpií přehříváků	Δi	250 kJ/kg
Teplota nedohřevu	$\Delta t_{\text{Nedohřev}}$	5 °C
Rozdíl teplot mezi spalínami a výparníkem	$\Delta t_{\text{Pinchpoint}}$	10 °C

3.3 Schéma kotle

Na schématu kotle (obr. 3.1) je navrženo pořadí výhřevných ploch vysokotlakého a nízkotlakého okruhu spalínového kotle. Z tohoto pořadí a následně z tepelných výpočtů je v kap. 3.4 sestaven pilový diagram.

Voda v nízkotlaké části vstupuje do ekonomizéru, kde se ohřívá téměř na teplotu vypařování. Následně odtéká do bubnu a cirkuluje přes zavodňovací potrubí a zavodňovací komoru a přes vypařovací trubky se vrací zpět do bubnu. V bubnu je parovodní směs, která cirkuluje. Z vrchní části bubnu odchází sytá pára do přehříváku, kde se z ní stává přehřátá pára.

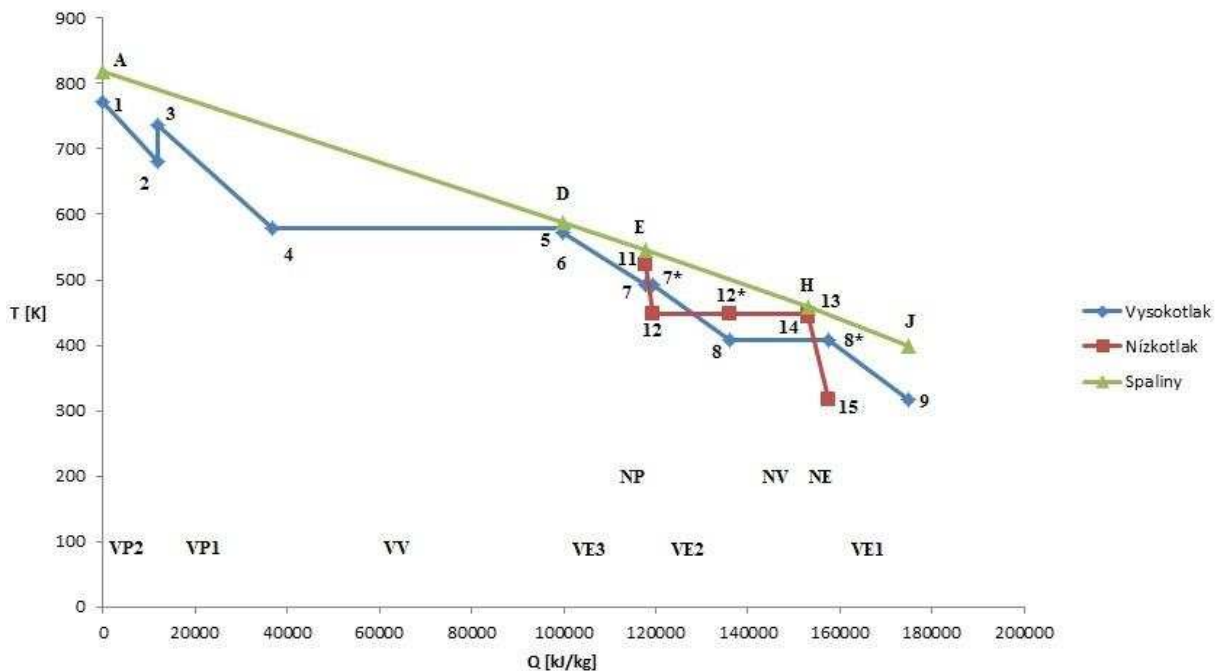
Ve vysokotlaké části jsou tři ekonomizéry pro lepší využití energie spalín z plynových turbín. Vysokotlaký výparník a buben mají podobnou strukturu jako v nízkotlaké části, jenom pracují z většími parametry vody a páry (teplota a tlak). Část napájecí vody je odvedena na začátku vysokotlakého okruhu a slouží k lepší regulaci teploty páry ve vysokotlakém přehříváku. Vysokotlaký přehřívák je rozdělen na dvě části, abychom mohli chladit páru zmíněným ostřikem.



Obr. 3.1: Schéma řazení výhřevných ploch spalínového kotle [9]

3.4 Q-T Diagram (pilový diagram)

Pomocí tepel výhřevných ploch ($Q = [\text{kJ/kg}]$) a teplot daných, zvolených či spočítaných bodů ($T = [\text{K}]$) je možné zobrazit pilový diagram. Teplota, tlak, entalpie, entropie a měrný objem v jednotlivých bodech je spočítána pomocí parních tabulek nebo pomocí programu X Steam a Steam Property. [9]



Obr. 3.2: Q-T diagram spalínového kotle

(VP2 – vysokotlaký přehřívák II; VP1 – vysokotlaký přehřívák I; VV – vysokotlaký výparník

VE3 – vysokotlaký ekonomizér III; VE2 – vysokotlaký ekonomizér II;

VE1 – vysokotlaký ekonomizér I; NP – nízkotlaký přehřívák;

NV – nízkotlaký výparník; NE – nízkotlaký ekonomizér

Body 1 až 9 – Vysokotlaká strana spalínového kotle; Body 11 až 15 – Nízkotlaká strana spalínového kotle; Body A až J – Spaliny z plynové turbíny)

3.4.1 Body Q-T diagramu – vysoký tlak páry

Parametry vody a páry pro vysokotlakou část pilového diagramu. Díky dvěma známým parametrům je možné dopočítat další potřebné veličiny. Ostatní neznámé veličiny jsou buď dány, nebo vhodně zvoleny.

Bod 1:

$$t_1 = 500 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$p_1 = 9 \text{ MPa}$$

$$i_1 = 3387,3 \text{ kJ/kg}$$

(zvolená teplota)

(zadaný tlak)

(entalpie – X Steam)

Bod 2:

$$\begin{aligned}
 p_2 &= p_1 + \Delta p = 9 + 0,1 = 9,1 \text{ MPa} && (\text{přírůstek tlaku}) \\
 i_2 &= i_1 - \Delta i = 3387,3 - 250 = 3137,3 \text{ kJ/kg} && (\text{přírůstek entalpie}) \\
 t_2 &= 407,05 \text{ °C} && (\text{entalpie – X Steam})
 \end{aligned}$$

Bod 3:

Entalpie v bodě 3 je spočítána pomocí hmotnostní bilance, kdy je zvolen 5% vstřík vody ve výparníku. Tlak se mezi body 2 a 3 nemění.

Hmotnostní bilance: (3.3)

$$M_{VP} \times i_2 = 0,95 \times M_{VP} \times i_3 + 0,05 \times M_{VP} \times i_9$$

$$\begin{aligned}
 p_3 &= p_2 = 9,1 \text{ MPa} && (\text{shodný tlak}) \\
 i_3 &= \frac{i_2 - 0,05 \times i_9}{0,95} = \frac{3137,3 - 0,05 \times 192,56}{0,95} = 3292,3 \text{ kJ/kg} && (\text{entalpie z rov. 3.3}) \\
 t_3 &= 463,57 \text{ °C} && (\text{teplota – X Steam})
 \end{aligned}$$

Bod 4:

$$\begin{aligned}
 p_4 &= p_3 + \Delta p = 9,1 + 0,1 = 9,2 \text{ MPa} && (\text{přírůstek tlaku}) \\
 x &= 1 && (\text{mez sytosti páry}) \\
 t_4 &= 304,93 \text{ °C} && (\text{teplota – X Steam}) \\
 i_4 &= 2739,5 \text{ kJ/kg} && (\text{entalpie – X Steam})
 \end{aligned}$$

Bod 5:

$$\begin{aligned}
 t_5 &= t_4 = 304,93 \text{ °C} && (\text{shodná teplota}) \\
 x &= 0 && (\text{mez syt. kapaliny}) \\
 p_5 &= p_4 = 9,2 \text{ MPa} && (\text{tlak v bodech 4, 5 shodný}) \\
 i_5 &= 1372,7 \text{ kJ/kg} && (\text{entalpie – X Steam})
 \end{aligned}$$

Bod 6:

$$\begin{aligned}
 t_6 &= t_5 - \Delta t_{\text{nedohřev}} = 304,93 - 5 = 299,93 \text{ °C} && (\text{nedohřev}) \\
 p_6 &= p_5 = 9,2 \text{ MPa} && (\text{tlak v bodech 5, 6 shodný}) \\
 i_6 &= 1343,6 \text{ kJ/kg} && (\text{entalpie – X Steam})
 \end{aligned}$$

Bod 7:

$$\begin{aligned}
 t_7 &= 220 \text{ °C} && (\text{zvolená teplota}) \\
 p_7 &= p_6 + \Delta p = 9,2 + 0,1 = 9,3 \text{ MPa} && (\text{přírůstek tlaku}) \\
 i_7 &= 945,66 \text{ kJ/kg} && (\text{entalpie – X Steam})
 \end{aligned}$$

Bod 8:

$$\begin{aligned}
 t_8 &= 135 \text{ °C} && (\text{zvolená teplota}) \\
 p_8 &= p_7 + \Delta p = 9,3 + 0,1 = 9,4 \text{ MPa} && (\text{přírůstek tlaku}) \\
 i_8 &= 573,82 \text{ kJ/kg} && (\text{entalpie – X Steam})
 \end{aligned}$$

Bod 9:

$$t_9 = t_{NV} = 47 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

(zvolená teplota)

$$p_9 = p_8 + \Delta p = 9,4 + 0,1 = 9,5 \text{ MPa}$$

(přírůstek tlaku)

$$i_9 = 205,03 \text{ kJ/kg}$$

(entalpie – X Steam)

3.4.2 Body Q-T diagramu – nízký tlak páry

Obdobně jako u výpočtů bodů vysokého tlaku, tak u nízkého tlaku, se použijí pro výpočet neznámých veličin parní tabulky (X Steam). V bodě 11 by měl být tlak optimalizovaný, kvůli vhodnému poměru rozdělení výkonu kotle a parní turbíny. Bod 12 je pára na hranici mezi sytostí páry ($x = 1$) a ze syté páry se stává pára přehřátá. Bod 13 vychází z parametrů bodu 12, jen v tom rozdílu, že se jedná o sytou kapalinu, nikoliv sytou páru. V bodě 14 zahrnuje do teploty bodu 13 teplotu nedohřevu. Teplota v bodě 15 vychází z teploty napájecí vody. Entalpie jsou ve všech bodech nízkého tlaku dopočítány a dále budou sloužit k výpočtu předaných tepel výhřevných ploch nízkého tlaku spalínové kotle.

Bod 11:

$$t_{11} = 250 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

(navržená teplota)

$$p_{11} = 0,8 \text{ MPa}$$

(optimalizovaný tlak)

$$i_{11} = 2950,5 \text{ kJ/kg}$$

(entalpie – X Steam)

Bod 12:

$$p_{12} = p_{11} + \Delta p = 0,8 + 0,1 = 0,9 \text{ MPa}$$

(přírůstek tlaku)

$$x = 1$$

(mez sytosti páry)

$$t_{12} = 175,36 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

(X Steam)

$$i_{12} = 2773 \text{ kJ/kg}$$

(entalpie – X Steam)

Bod 13:

$$t_{13} = t_{12} = 175,36 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

(shodná teplota)

$$p_{13} = p_{12} = 0,9 \text{ MPa}$$

(shodný tlak)

$$x = 0$$

(mez sytosti kapaliny)

$$i_{13} = 742,72 \text{ kJ/kg}$$

(entalpie – X Steam)

Bod 14:

$$t_{14} = t_{13} - \Delta t_{nedohřev} = 175,36 - 5 = 170,36 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

(nedohřev)

$$p_{14} = p_{13} = 0,9 \text{ MPa}$$

(shodný tlak)

$$i_{14} = 720,84 \text{ kJ/kg}$$

(entalpie – X Steam)

Bod 15:

$$t_{15} = t_{NV} = 47 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

(zadaná teplota)

$$p_{15} = p_{14} + \Delta p = 0,9 + 0,1 = 1,0 \text{ MPa}$$

(přírůstek tlaku)

$$i_{15} = 197,66 \text{ kJ/kg}$$

(entalpie – X Steam)

3.4.3 Body Q-T diagramu – spalínová strana

Postupně jsou spočítány entalpie spalin v konkrétních bodech spalin. Vychází se z teplot v bodech a z tabulky entalpií spalin pro konkrétní teplotu, kterou je možné získat interpolací dvou nejbližších hodnot. V bodě A je teplota zadána. V bodě D a dále v bodě H se vychází z teplot pinch pointu, které se přičítají k odpovídajícím teplotám na straně vodní páry (tzn. bod D pro vysoký tlak konkrétně bod 5 a bod H pro nízký tlak a to pro bod 13).

Tab. 3.3: Entalpií spalin pro chemické látky [9]

	Chemická látka	Teplota					
		100 °C	200 °C	300 °C	400 °C	500 °C	600 °C
Entalpie spalin I_{SP} [kJ/m ³]	N ₂	130	260	392	527	666	804
	O ₂	132	267	407	551	699	850
	CO ₂	170	357	559	772	994	1225
	H ₂ O	150	304	463	626	795	969
	Ar	93	186	278	372	456	557
	Σ	132,9	267,12	404,39	545,15	690,21	835,59

Bod A:

$$T_A = t_{SP} = 545 \text{ °C}$$

(zadaná teplota)

$$I_A = I_{SP}^{500} + (T_A - 500) \frac{(I_{SP}^{600} - I_{SP}^{500})}{(600 - 500)}$$

(interpolace z tab. 3.3)

$$I_A = 690,21 + (545 - 500) \frac{(835,59 - 690,21)}{(600 - 500)}$$

$$I_A = 755,631 \text{ kJ/m}^3$$

(vypočtená entalpie spalin)

Bod D:

$$T_D = t_5 + \Delta t_{PinchPoint} = 304,93 + 10 = 314,93 \text{ °C}$$

(teplota – pinch point)

$$I_D = I_{SP}^{300} + (T_D - 300) \frac{(I_{SP}^{400} - I_{SP}^{300})}{(400 - 300)}$$

(interpolace z tab. 3.3)

$$I_D = 404,39 + (314,93 - 300) \frac{(545,15 - 404,39)}{(400 - 300)}$$

$$I_D = 425,405 \text{ kJ/m}^3$$

(vypočtená entalpie spalin)

Bod E:

Entalpie v bodě E (odvozeno a poté interpolace z tab. 3.3):

Teplo předané chladicímu médiu ve vysokotlakém ekonomizéru:

$$Q_{VE3} = Q_{6-7} = Q_{A-D} \times (1 - z) \quad (3.4)$$

Teplo dodané ve spalínách mezi body D a E: (3.5)

$$Q_{D-E} = M_{SP} \times (I_D - I_E)$$

Spojení předešlých rovnic 3.4 a 3.5: (3.6)

$$Q_{VE3} = M_{SP} \times (I_D - I_E) \times (1 - z)$$

Entalpie v bodě E odvozena z rovnice 3.6 (3.7)

$$I_E = I_D - \frac{Q_{VE3}}{M_{SP} \times (1-z)} =$$

$$I_E = 425,405 - \frac{18017,53}{300,23 \times (1-0,00222)} = 365,259 \text{ kJ/m}^3$$

Interpolací z tab. 3.3 se dostane teplota v bodě E:

$$T_E = 200 + (300 - 200) \frac{(I_E - I_{SP}^{200})}{(I_{SP}^{300} - I_{SP}^{200})} = 200 + 100 \frac{(365,259 - 267,12)}{(404,39 - 267,12)}$$

$$T_E = 271,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Bod H:

Teplota v bodě H:

$$T_H = t_{13} + \Delta t_{PinchPoint} = 175,36 + 10 = 185,36 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Entalpie v bodě H (pomocí interpolace):

$$I_H = I_{SP}^{100} + (T_H - 100) \frac{(I_{SP}^{200} - I_{SP}^{100})}{(200 - 100)} \quad (\text{interpolace z tab. 3.3})$$

$$I_H = 132,9 + (85,36) \frac{(267,12 - 132,9)}{(100)}$$

$$I_H = 247,47 \text{ kJ/m}^3$$

3.5 Tepelné výkony – spalínová strana

Provádí se výpočet tepelných výkonů spalín (nejdříve mezi body A – D), poté maximální využitelný tepelný výkon, z nich ztráta sáláním a následně poměrná ztráta sáláním. Na konci kapitoly se spočítá tepelný výkon spalín mezi body E – H

Tepelný výkon spalín mezi body A – D: (3.8)

$$Q_{A-D} = M_{SP} \times (I_A - I_D) = 303,23 \times (755,631 - 425,405) = 100134,43 \text{ kW}$$

Maximální využitelný tepelný výkon: (3.9)

$$\dot{Q}_N = I_A \times M_{SP} = 755,631 \times 300,23 = 226863,1 \text{ kW}$$

$$\text{Ztráta sáláním:} \quad (3.10)$$

$$\dot{Q}_{RC} = \dot{Q}_N^{0,7} \times C = 226,863^{0,7} \times 0,0113 = 503,63 \text{ kW}$$

C – konstanta u kotlů na kapalná paliva a zemní plyn se $C = 0,0113$

$$\text{Poměrná ztráta sáláním:} \quad (3.11)$$

$$z = \frac{\dot{Q}_{RC}}{\dot{Q}_N} = \frac{503,63}{226863,1} = 0,00222 = 0,222 \%$$

$$\text{Tepelný výkon spalin mezi body E – H:} \quad (3.12)$$

$$Q_{E-H} = M_{SP} \times (I_E - I_H) = 303,23 \times (365,259 - 247,47) = 35363,79 \text{ kW}$$

3.6 Tepelné výkony – parní strana

Pomocí předešlých výpočtů se spočítají tepelné výkony na vysokotlaké a nízkotlaké části spalínového kotle. Tepelný výkon vysokotlakých přehříváků a vysokotlakého výparníku lze vypočítat pomocí tepelného výkonu odpovídající spalínové straně sniženou o ztráty sáláním. Následně spočítat hmotnostní průtok vysokotlaké páry a z toho poté dopočítat konkrétní výhřevné plochy (vysokotlaký přehřívák II, vysokotlaký přehřívák I, vysokotlaký výparník, vysokotlaký ekonomizér III, vysokotlaký ekonomizér II a vysokotlaký ekonomizér I) za pomoci entalpií. A na konci udělat kontrolu předaných teplot vysokotlaké páře. U nízkého tlaku se postupuje obdobným způsobem, pouze vychází na spalínové straně z jiných bodů a výpočtů výhřevných ploch je méně (nízkotlaký přehřívák, nízkotlaký výparník a nízkotlaký ekonomizér).

3.6.1 Tepelné výkony – vysoký tlak páry

Výpočet následujících tepelných výkonů umožní získat hodnoty do pilového diagramu a s předešlými výpočty jednotlivých teplot je možné získat body pilového diagramu a následně Q–T diagram (pilový diagram) sestavit pro body 1 až 9 a tím pádem pro vysokotlakou část.

$$\text{Tepelný výkon páry mezi body 1 a 6:} \quad (3.13)$$

$$Q_{1-6} = Q_{A-D} \times (1 - z) = 100134,43 \times (1 - 0,00222) = 99912,13 \text{ kW}$$

Hmotnostní tok vysokotlaké páry odvozeno z tepelného výkonu bodů 1 a 6:

Tepelný výkon spočítaný pomocí entalpií a hmotnostní toku vysokotlaké páry vyplývající z hmotnostní bilance pro 5 % vstřiku: (3.14)

$$Q_{1-6} = M_{VP} \times [(i_1 - i_2) + 0,95 \times (i_2 - i_6) + 0,05 (i_2 - i_9)]$$

Hmotnostní tok vysokotlaké páry: (3.15)

$$M_{VP} = \frac{Q_{1-6}}{[(i_1 - i_2) + 0,95 \times (i_2 - i_6) + 0,05 (i_2 - i_9)]}$$

$$M_{VP} = \frac{99912,13}{[(250) + 0,95 \times (3137,3 - 1343,6) + 0,05 (3137,3 - 205,03)]}$$

$$M_{VP} = 47,56 \text{ kg/s}$$

Tepelný výkon vysokotlakého přehříváku II: (3.16)

$$Q_{VP2} = M_{VP} \times (i_1 - i_2) = 47,56 \times (3387,3 - 3137,3) = 11890,0 \text{ kW}$$

Tepelný výkon vysokotlakého přehříváku I: (3.17)

$$Q_{VP1} = 0,95 \times M_{VP} \times (i_3 - i_4)$$

$$Q_{VP1} = 0,95 \times 47,56 \times (3292,3 - 2739,5) = 24976,6 \text{ kW}$$

Tepelný výkon vysokotlakého výparníku: (3.18)

$$Q_{VV} = 0,95 \times M_{VP} \times (i_4 - i_6)$$

$$Q_{VV} = 0,95 \times 47,56 \times (2739,5 - 1343,6) = 63069,6 \text{ kW}$$

Tepelný výkon vysokotlakého ekonomizéru III: (3.19)

$$Q_{VE3} = 0,95 \times M_{VP} \times (i_6 - i_7)$$

$$Q_{VE3} = 0,95 \times 47,56 \times (1343,6 - 945,66) = 17979,7 \text{ kW}$$

Tepelný výkon vysokotlakého ekonomizéru II: (3.20)

$$Q_{VE2} = 0,95 \times M_{VP} \times (i_7 - i_8)$$

$$Q_{VE2} = 0,95 \times 47,56 \times (945,66 - 573,82) = 16800,5 \text{ kW}$$

Tepelný výkon vysokotlakého ekonomizéru I: (3.21)

$$Q_{VE1} = 0,95 \times M_{VP} \times (i_8 - i_9)$$

$$Q_{VE1} = 0,95 \times 47,56 \times (573,82 - 205,03) = 16662,7 \text{ kW}$$

Kontrola tepel z vysokého tlaku předaných páře: (3.22)

$$Q_{1-6} = (Q_{VP2} + Q_{VP1} + Q_{VV})$$

$$99912,13 \doteq (11890,0 + 24976,6 + 63069,6)$$

3.6.2 Tepelné výkony – nízký tlak páry

Obdobně jako u vysokého tlaku spalínového kotle, tak u nízkého tlaku se pomocí teplot v bodech 11 až 15 a následujících výpočtu tepelných výkonů, je možné sestavit pilový diagram i pro nízkotlakou část.

Tepelný výkon mezi body 11 a 14: (3.23)

$$Q_{11-14} = Q_{E-H} \times (1 - z) - Q_{VE2}$$

$$Q_{11-14} = 35369,79 \times (1 - 0,00222) - 16835,8 = 18455,5 \text{ kW}$$

Hmotnostní tok nízkotlaké páry odvozeno z tepelného výkonu mezi body 11 a 14

Tepelný výkon spočítaný pomocí entalpií a hmotnostní toku nízkotlaké páry:

$$Q_{11-14} = M_{NP} \times (i_{11} - i_{14}) \quad (3.24)$$

Hmotnostní tok nízkotlaké páry: (3.25)

$$M_{NP} = \frac{Q_{11-14}}{(i_{11} - i_{14})} = \frac{18455,47}{2950,5 - 720,84} = 8,28 \text{ kg/s}$$

Tepelný výkon nízkotlakého přehříváku: (3.26)

$$Q_{NP} = M_{NP} \times (i_{11} - i_{12}) = 8,28 \times (2950,5 - 2773) = 1469,7 \text{ kW}$$

Tepelný výkon nízkotlakého výparníku: (3.27)

$$Q_{NV} = M_{NP} \times (i_{12} - i_{14}) = 8,28 \times (2773 - 720,84) = 16991,9 \text{ kW}$$

Tepelný výkon nízkotlakého ekonomizéru: (3.28)

$$Q_{NE} = M_{NP} \times (i_{14} - i_{15}) = 8,28 \times (720,84 - 197,66) = 4331,9 \text{ kW}$$

Kontrola tepel předaných páře z nízkého tlaku: (3.29)

$$Q_{11-14} = (Q_{NP} + Q_{NV})$$

$$18455,5 \doteq (1469,7 + 16991,9)$$

4. Výpočet parametrů páry do parní turbíny

Zadané nebo vypočítané parametry z předešlých kapitol:

$$\text{Hmotnostní tok vysokotlaké páry} \quad M_h = M_{VP} = 47,56 \text{ kg/s}$$

$$\text{Výstupní tlak z kotle} \quad p_h = p_{vst} = 9 \text{ MPa}$$

$$\text{Teplota z kotle} \quad t_h = t_1 = 500 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Tlak kondenzátoru} \quad p_{kon} = 0,1 \text{ bar} = 10 \text{ kPa}$$

Parametry páry z kotle:

$$\text{Entalpie } (p_h \text{ a } t_h): \quad i_h = 3387,3 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Entropie } (p_h \text{ a } t_h): \quad s_h = 6,66 \text{ kJ/kgK}$$

$$\text{Měrný objem } (p_h \text{ a } t_h): \quad v_h = 0,037 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Parametry páry před prvním stupněm:

$$\text{Tlak před prvním stupněm:} \quad (4.1)$$

$$p_0 = p_h \times (1 - \xi_p) = 9 \times (1 - 0,04) = 8,64 \text{ MPa}$$

kde ξ_p jsou tlakové ztráty vstupních komponent, uvažováno 4 %, podle literatury je uvažováno rozmezí 3 až 6 %.

Entalpie před prvním stupněm:

$$i_0 = i_h = 3387,3 \text{ kJ/kg}$$

Probíhá izoentalpické škrcení. Beze změny entalpie.

Teplota před prvním stupněm (z parních tabulek pro p_0 a i_0):

$$t_0 = 498,3 \text{ }^\circ\text{C}$$

Entropie před prvním stupněm (z parních tabulek pro p_0 a i_0):

$$s_0 = 6,68 \text{ kJ/kgK}$$

Měrný objem před prvním stupněm, (z parních tabulek pro p_0 a i_0):

$$v_0 = 0,038 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Parametry páry za posledním stupněm (lopatkou):

Tlaková ztráta ve výstupním hrdle turbíny: (4.2)

$$\Delta p_{vh} = 0,038 \times (\xi_{vh} - 1) \times \left(\frac{(c_E)}{(100)} \right)^2 \times p_{kon} =$$

$$\Delta p_{vh} = 0,038 \times (1 - 1) \times \left(\frac{(100)}{(100)} \right)^2 \times 10 = 0 \text{ kPa}$$

ξ_{vh} je ztrátový součinitel výstupního hrdla, pohybuje se v rozmezí od 0,6 – 1,4, menší hodnota přísluší velkým turbínám s pečlivě provedenými výstupními difuzory, voleno.

$$\xi_{vh} = 1$$

c_E je výstupní rychlost páry z posledního stupně, zvoleno

$$c_E = 100 \text{ m/s}$$

Tlak za poslední lopatkou: (4.3)

$$p_{pos} = p_{kon} + \Delta p_{vh} = 10 + 0 = 10 \text{ kPa}$$

Entalpie za poslední lopatkou pro izoentropickou expanzi, (z par. tabulek pro p_{pos} a s_0):

$$i_{iz,pos} = 2115,4 \text{ kJ/kg}$$

Izoentropický spád na turbínu: (4.4)

$$h_{t,iz} = i_h - i_{iz,pos} = 3387,3 - 2115,4 = 1271,9 \text{ kJ/kg}$$

Zvolená účinnost turbíny:

$$\eta_{tdi} = 0,82$$

Entalpický spád pro odhadovanou účinnost: (4.5)

$$h_t = h_{t,iz} \times \eta_{tdi} = 1271,9 \times 0,82 = 1042,96 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie za poslední lopatkou pro odhadovanou účinnost: (4.6)

$$i_{pos} = i_0 - h_t = 3387,3 - 1042,96 = 2444,34 \text{ kJ/kg}$$

Entropie za poslední lopatkou pro odhadovanou účinnost (z parních tabulek pro p_{pos} a i_{pos}):

$$s_{pos} = 7,711 \text{ kJ/kgK}$$

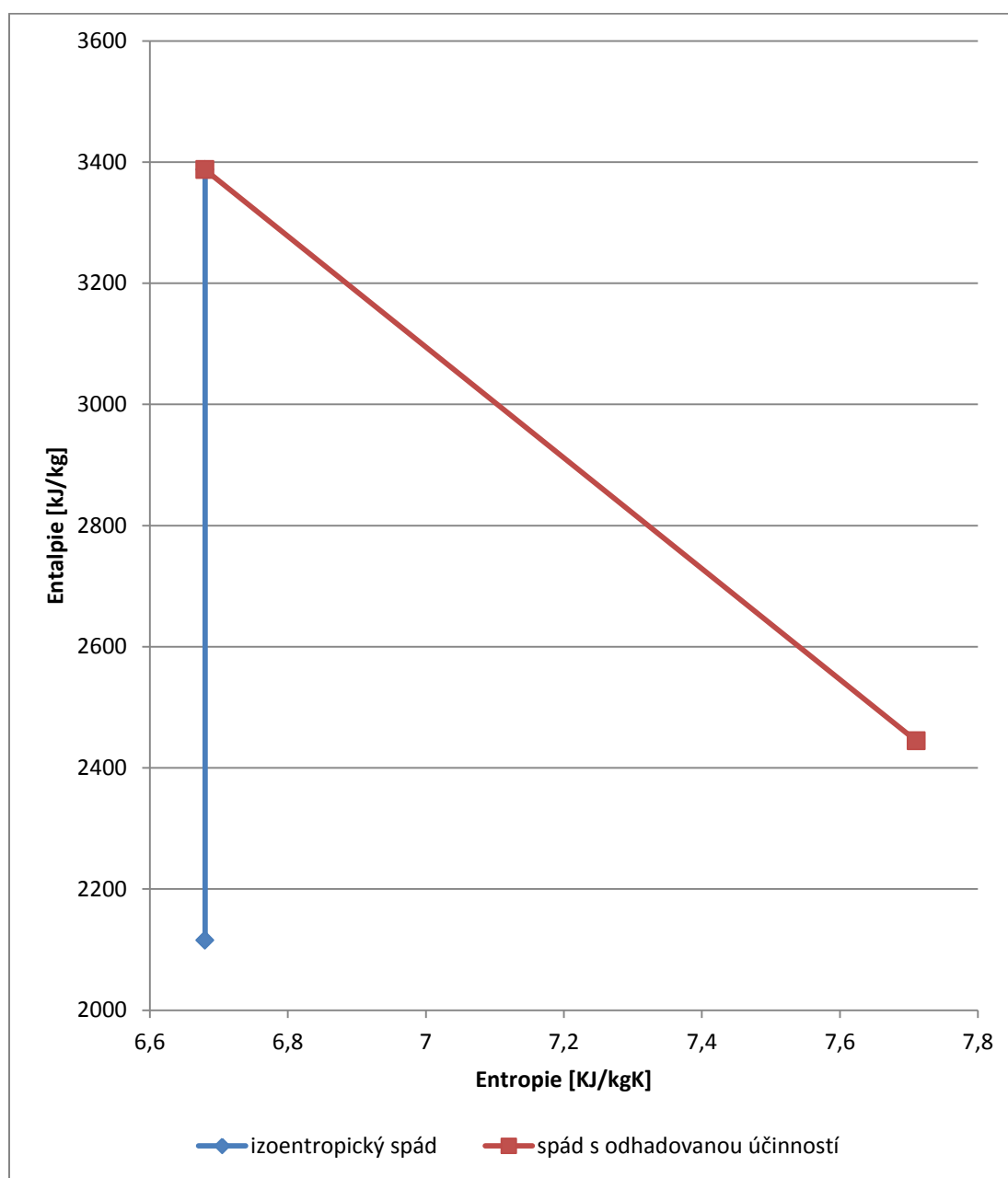
Vlhkost páry za poslední lopatkou pro odhadovanou účinnost (z parních tabulek pro p_{pos} a i_{pos}):

$$x_{pos} = 0,9417$$

Teplota mokré páry před kondenzátorem, za posledním stupněm pro odhadovanou účinnost (z parních tabulek pro p_{pos} a i_{pos}):

$$t_{pos} = 45,8^\circ\text{C}$$

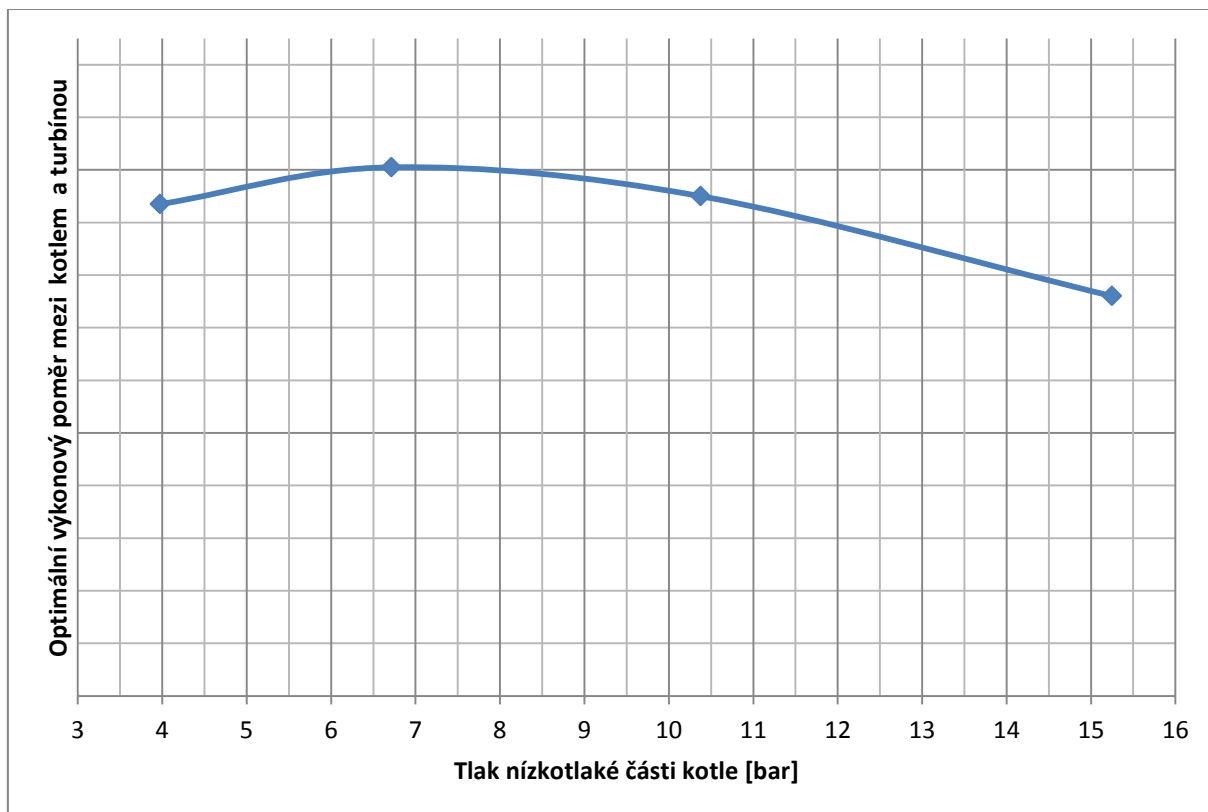
[10]



Obr. 4.1: I-s diagram turbíny pro odhadovanou účinnost 82 %

Stanovení 2. tlaku spalínového kotle:

Z výpočtů pro optimum mezi parní turbínou a spalínovým kotlem lze dojít k závěru, že 2. tlak by měl být v rozsahu cca 0,6 až 0,8 MPa. Pro další výpočty je zvolen tedy tlak 0,8 MPa (= 8 bar).



Obr. 4.2: Graf optimalizovaného nízkého tlaku ze spalínového kotle

5. Výpočet lopatkování

Pro průtočnou část parní turbíny je zvoleno přetlakové lopatkování podle konzultací bez regulačního stupně. Cílem následujících výpočtů je stanovení počtu stupňů parní turbíny a jejich vlastností, termodynamické účinnosti a vnitřní výkony stupňů parní turbíny. Těmto výpočtům odpovídá předběžný výpočet stupňovité části s přetlakovým lopatkováním.

Otáčky turbíny (zvoleny podle zkušeností z oddělení Průmyslových parních turbín Doosan Škoda Power):

$$n = 8500 \text{ min}^{-1} = 141,67 \text{ s}^{-1}$$

5.1 Předběžný výpočet stupňovité části

Vlivem dvou tlaků ze spalínového kotle, je tento výpočet rozdělen na dva úseky, kdy není hmotnostní tok průtočnou částí konstantní. První úsek odpovídá vysokému tlaku ze spalínového kotle, v druhém úseku je k množství vyexpandované ve vysoké části přidána nízkotlaká optimalizovaná část ze spalínového kotle.

5.1.1 Předběžný výpočet úseku I

[10], [11], [12], [13]

Parametry páry za regulačním stupněm a před úsekem I:

Celkový tlak před úsekem I

$$p_{1,I} = 8,64 \text{ MPa}$$

Celková entalpie před úsekem I

$$i_{1,I} = 3387,3 \text{ kJ/kg}$$

Celková teplota před úsekem I

$$t_{1,I} = 498,3 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Celková entropie před úsekem I

$$s_{1,I} = 6,68 \text{ kJ/kgK}$$

Měrný objem před úsekem I

$$v_{1,I} = 0,038 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Hmotnostní průtok úsekem I:

$$M_I = 47,56 \text{ kg/s}$$

Parametry páry na konci úseku I při izoentropickém spádu

Tlak na konci úseku I

$$p_{2,I} = 0,8 \text{ MPa} = 8 \text{ bar}$$

Entropie na konci úseku I

$$s_{2iz,I} = s_{1,I} = 6,68 \text{ kJ/kgK}$$

Entalpie na konci úseku I (z tabulek pro $p_{2,I}$ a $s_{2iz,I}$)

$$i_{2iz,I} = 2776,5 \text{ kJ/kg}$$

Teplota na konci úseku I (z tabulek pro $p_{2,I}$ a $s_{2iz,I}$)

$$t_{2iz,I} = 173,61 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Měrný objem na konci úseku I (z tabulek pro $p_{2,I}$ a $s_{2iz,I}$)

$$v_{2iz,I} = 0,243 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Izoentropický spád na úsek I: (5.1)

$$h_{iz,I} = i_{1,I} - i_{2iz,I} = 3387,3 - 2776,5 = 610,8 \text{ kJ/kg}$$

Parametry páry na konci úseku I, pro zvolenou účinnost stupňové části

Předběžně zvolená účinnost stupňové části pro daný úsek:

$$\eta_{tdi,I} = 0,85 = 85 \%$$

Spád na úsek s uvažovanou předběžnou účinností: (5.2)

$$h_I = h_{iz,I} \times \eta_{tdi,I} = 610,8 \times 0,85 = 519,18 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie na konci úseku: (5.3)

$$i_{2,I} = i_{1,I} - h_I = 3387,3 - 519,18 = 2868,12 \text{ kJ/kg}$$

Entropie na konci úseku (z parních tabulek pro $p_{2,I}$ a $i_{2,I}$):

$$s_{2,I} = 6,877 \text{ kJ/kgK}$$

Teplota na konci úseku (z parních tabulek pro $p_{2,I}$ a $i_{2,I}$):

$$t_{2,I} = 212,46 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Měrný objem na konci úseku (z parních tabulek pro $p_{2,I}$ a $i_{2,I}$):

$$v_{2,I} = 0,269 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Stanovení středního průměru a výpočet délky první lopatky úseku I

Volba středního Parsonsova čísla; vhodné volit v rozmezí 0,6 až 0,85, přičemž dolní hranice odpovídá levné turbíně s menší účinností a menším počtem stupňů a nad hodnotou $Pa = 0,85$ nedochází k výraznému zvýšení účinnosti: [10]

$$Pa_{s,I} = 0,75$$

Po délce lopatky průtočného kanálu stupňové části je možno očekávat pokles Parsonsova čísla prvního a posledního stupně o 5 – 10 % oproti střední hodnotě Pa_s

Parsonsovo číslo pro 1. lopatku: (5.4)

$$Pa_{1,I} = 0,95 \times Pa_{s,I} = 0,95 \times 0,75 = 0,7125$$

Výstupní úhel ze statorového lopatkování volen:

$$\alpha_{1,I} = 13^{\circ}$$

Poměr rychlostí $\frac{c_a}{u}$ odečten z Diagramu pro výpočet skupiny přetlakových stupňů metodou $\frac{c_a}{u}$ [10]

$$\frac{c_a}{u} = 0,25$$

Patní průměr:

$$D_{p1,I} = 0,375 \text{ m}$$

Střední průměr:

$$D_{s1,I} = 0,400 \text{ m}$$

Délka první lopatky (rovnice vychází z rovnice kontinuity): (5.5)

$$l_{1,I} = \frac{M_I \times v_{1,I}}{n \times \left(\frac{c_a}{u}\right) \times (D_{s1,I} \times \pi)^2} = \frac{47,56 \times 0,038}{141,67 \times 0,25 \times (0,400 \times \pi)^2} = 0,0323 \text{ m}$$

$$= 32 \text{ mm}$$

Podmínkou pro délku lopatky je $l_1 - \min = 30 \text{ mm}$

Stanovení středního průměru a výpočet délky poslední lopatky:

Parsonsovo číslo pro poslední lopatku:

$$Pa_{n,I} = 0,95 \times Pa_{s,I} = 0,95 \times 0,75 = 0,7125 \quad (5.6)$$

Výstupní úhel ze statorového lopatkování volen:

$$\alpha_{n,I} = 13^\circ$$

Patní průměr zadán konstrukčními požadavky:

$$D_{pn,I} = 0,640 \text{ m}$$

Střední průměr poslední řady lopatky úseku I:

$$D_{sn,I} = 0,680 \text{ m}$$

Délka poslední lopatky:

$$l_{n,I} = \frac{M_I \times v_{2,I}}{n \times \left(\frac{c_a}{u}\right) \times (D_{sn,I} \times \pi)^2} = \frac{47,56 \times 0,269}{141,67 \times 0,25 \times (0,680 \times \pi)^2} = 0,0791 \text{ m}$$

$$= 79 \text{ mm} \quad (5.7)$$

Délka lopatky ku střednímu průměru by se měla pohybovat pro nezkrucované lopatky do hodnoty $0,1 \div 0,125$.

$$\frac{l_{n,I}}{D_{sn,I}} = \frac{79}{680} = 0,116$$

Výsledný poměr je v daném rozmezí, výsledek je přijatelný.

Počet stupňů v úseku I:

Střední obvodová rychlost: (5.8)

$$u_{s,I} = \pi \times \left(\frac{D_{s1,I} + D_{sn,I}}{2} \right) \times n = \pi \times \left(\frac{0,400 + 0,680}{2} \right) \times 141,67 = 240,34 \text{ m/s}$$

Určení počtu stupňů přetlakového lopatkování úseku I: (5.9)

$$z_I = \frac{Pa_{s,I} \times h_{iz,I}}{u_{s,I}^2} = \frac{0,75 \times 610800}{240,34^2} = 7,93 \Rightarrow 8$$

Předběžná účinnost stupňovité části úseku I:

Ztráty v lopatkování:

Ztráta radiální mezerou: (5.10)

$$\xi_{k,I} = \frac{\xi_{k1,I} + \xi_{kn,I}}{2} = \frac{0,1125 + 0,0627}{2} = 0,0876$$

Ztráta radiální mezerou v prvním stupni: (5.11)

$$\xi_{k1,I} = \frac{0,3 + k}{l_{1,I}} \times 4,5 = \frac{0,3 + 0,5}{32} \times 4,5 = 0,1125$$

Ztráta radiální mezerou v posledním stupni: (5.12)

$$\xi_{kn,I} = \frac{0,3 + k}{l_{n,I}} \times 4,5 = \frac{0,3 + 0,8}{79} \times 4,5 = 0,0627$$

Radiální vůle k: (5.13)

$$k = \frac{D_v}{1000} + x$$

kde D_v je vnější průměr lopatkování a x je výrobní tolerance z tabulky.

Tab. 5.1: *Tolerance radiální vůle v lopatkování*

Radiální vůle [mm]	0,2 až 0,4	0,5 až 0,7	0,8 až 1,2
Tolerance [mm]	0,1	0,2	0,3

Ztráta rozvějířením v úseku I: (5.14)

$$\xi_{v,I} = \frac{\xi_{v1,I} + \xi_{vn,I}}{2} = \frac{0,0064 + 0,0135}{2} = 0,010$$

Ztráta rozvějířením v prvním stupni: (5.15)

$$\xi_{v1,I} = \left(\frac{l_{1,I}}{D_{s1,I}} \right)^2 = \left(\frac{32}{400} \right)^2 = 0,0064$$

Ztráta rozvějířením v posledním stupni: (5.16)

$$\xi_{vn,I} = \left(\frac{l_{n,I}}{D_{sn,I}} \right)^2 = \left(\frac{79}{680} \right)^2 = 0,0135$$

Reheat faktor (zadán)

$$f_I + 1 = 0,92$$

Obvodová účinnost odečtena z grafu Účinnosti přetlakových stupňů:

$$\eta_{\infty,I} = 0,95$$

Vnitřní účinnost přetlakového lopatkování bez ztráty výstupní rychlosti: (5.17)

$$\eta_{i,I} = \eta_{\infty,I} \times (1 + f_I) \times (1 - \xi_{k,I} - \xi_{v,I}) = 0,95 \times (0,92) \times (1 - 0,0876 - 0,010) = 0,79$$

Skutečné parametry na konci úseku I:

Skutečný entalpický spád na úsek I: (5.18)

$$h_{skut,I} = h_{iz,I} \times \eta_{i,I} = 610,8 \times 0,79 = 482,5 \text{ kJ/kg}$$

Skutečná entalpie na konci úseku I: (5.19)

$$i_{2skut,I} = i_{1,I} - h_{skut,I} = 3387,3 - 482,5 = 2904,8 \text{ kJ/kg}$$

Skutečná entropie na konci úseku I (z parních tabulek $p_{2,I}$ a $i_{2skut,I}$):

$$s_{2skut,I} = 6,951 \text{ kJ/kgK}$$

Skutečná teplota na konci úseku I (z parních tabulek $p_{2,I}$ a $i_{2skut,I}$):

$$t_{2skut,I} = 229 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Skutečný měrný objem entropie na konci úseku I (z parních tabulek $p_{2,I}$ a $i_{2skut,I}$):

$$v_{2skut,I} = 0,28 \text{ m}^3/\text{kg}$$

5.1.2 Předběžný výpočet úseku II

[10], [11], [12], [13]

Parametry před úsekem II:

Celkový tlak před úsekem II

$$p_{1,II} = p_{2,I} = 0,8 \text{ MPa}$$

Celková teplota před úsekem II (z poměru hmotnostních průtoků za úsekem I a z nízkého tlaku kotle): (5.20)

$$t_{1,II} = t_{2skut,I} + \left(\frac{M_{NP}}{M_{II}} (t_{11} - t_{2skut,I}) \right) = 229 + \left(\frac{8,28}{55,84} (250 - 229) \right) = 232 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Celková entalpie před úsekem II (parní tabulky pro $p_{1,II}$ a $t_{1,II}$):

$$i_{1,II} = 2911,4 \text{ kJ/kg}$$

Celková entropie před úsekem II (parní tabulky pro $p_{1,II}$ a $t_{1,II}$):

$$s_{1,II} = 6,964 \text{ kJ/kgK}$$

Měrný objem před úsekem II (parní tabulky pro $p_{1,II}$ a $t_{1,II}$):

$$v_{1,II} = 0,282 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Hmotnostní průtok úsekem II:

$$M_{II} = M_I + M_{NP} = 47,56 + 8,28 = 55,84 \text{ kg/s} \quad (5.21)$$

Parametry směsi na konci úseku II při izoentropickém spádu

Tlak na konci úseku (odpovídá tlaku v kondenzátoru)

$$p_{2,II} = p_{kon} = 10 \text{ kPa}$$

Entropie na konci úseku

$$s_{2iz,II} = s_{1,II} = 6,964 \text{ kJ/kgK}$$

Entalpie na konci úseku (z tabulek pro $p_{2,I}$ a $s_{2iz,I}$)

$$i_{2iz,II} = 2206,0 \text{ kJ/kg}$$

Teplota na konci úseku (z tabulek pro $p_{2,I}$ a $s_{2iz,I}$)

$$t_{2iz,II} = 45,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

Měrný objem na konci úseku (z tabulek pro $p_{2,I}$ a $s_{2iz,I}$)

$$v_{2iz,II} = 12,353 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Izoentropický spád na úsek II:

$$h_{iz,II} = i_{1,II} - i_{2iz,II} = 2911,4 - 2206 = 705,4 \text{ kJ/kg} \quad (5.22)$$

Parametry směsi na konci úseku II, pro zvolenou účinnost stupňové části

Předběžně zvolená účinnost stupňové části pro daný úsek:

$$\eta_{tdi,II} = 0,85 = 85 \%$$

Spád na úsek s uvažovanou předběžnou účinností:

$$h_{II} = h_{iz,II} \times \eta_{tdi,II} = 705,4 \times 0,85 = 599,6 \text{ kJ/kg} \quad (5.23)$$

Entalpie na konci úseku:

$$i_{2,II} = i_{1,II} - h_{II} = 2911,4 - 599,6 = 2311,8 \text{ kJ/kg} \quad (5.24)$$

Entropie na konci úseku (z parních tabulek pro $p_{2,II}$ a $i_{2,II}$):

$$s_{2,II} = 7,296 \text{ kJ/kgK}$$

Teplota na konci úseku (z parních tabulek pro $p_{2,II}$ a $i_{2,II}$):

$$t_{2,II} = 45,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

Měrný objem na konci úseku (z parních tabulek $p_{2,II}$ a $i_{2,II}$):

$$v_{2,II} = 13,0 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Stanovení středního průměru a výpočet délky první lopatky úseku II

Volba středního Parsonsova čísla; vhodné volit v rozmezí 0,6 až 0,85, přičemž dolní hranice odpovídá levné turbíně s menší účinností a menším počtem stupňů a nad hodnotou $Pa = 0,85$ nedochází k výraznému zvýšení účinnosti:

$$Pa_{s,II} = 0,75$$

Po délce lopatky průtočného kanálu stupňové části je možno očekávat pokles Parsonsova čísla prvního a posledního stupně o 5 – 10 % oproti střední hodnotě Pa_s

Parsonsovo číslo pro 1. lopatku úseku II: (5.25)

$$Pa_{1,II} = 0,95 \times Pa_{s,II} = 0,95 \times 0,75 = 0,7125$$

Výstupní úhel ze statorového lopatkování volen:

$$\alpha_{1,II} = 14^\circ$$

Poměr rychlostí $\frac{c_a}{u}$ odečten z Diagramu pro výpočet skupiny přetlakových stupňů metodou $\frac{c_a}{u}$ [Fiedler]

$$\frac{c_a}{u} = 0,27$$

Patní průměr:

$$D_{p1,II} = 0,680 \text{ m}$$

Střední průměr:

$$D_{s1,II} = 0,720 \text{ m}$$

Délka první lopatky (rovnice vychází z rovnice kontinuity): (5.26)

$$l_{1,II} = \frac{M_{II} \times v_{1,II}}{n \times \left(\frac{c_a}{u}\right) \times (D_{s1,II} \times \pi)^2} = \frac{55,84 \times 0,282}{141,67 \times 0,27 \times (0,720 \times \pi)^2} = 0,080 \text{ m}$$

$$= 80 \text{ mm}$$

Stanovení středního průměru a výpočet délky poslední lopatky úseku II:

Parsonsovo číslo pro poslední lopatku úseku II: (5.27)

$$Pa_{n,II} = 0,95 \times Pa_{s,II} = 0,95 \times 0,75 = 0,7125$$

Výstupní úhel ze statorového lopatkování volen:

$$\alpha_{n,II} = 36^\circ$$

Poměr rychlostí $\frac{c_a}{u}$

$$\frac{c_a}{u} = 0,76$$

Patní průměr zadán konstrukčními požadavky:

$$D_{pn,II} = 1,100 \text{ m}$$

Střední průměr poslední řady lopatky úseku I:

$$D_{sn,II} = 1,300 \text{ m}$$

Délka poslední lopatky:

$$l_{n,II} = \frac{M_{II} \times v_{2,II}}{n \times \left(\frac{c_a}{u}\right) \times (D_{sn,II} \times \pi)^2} = \frac{55,84 \times 13}{141,67 \times 0,76 \times (1,300 \times \pi)^2} = 0,404 \text{ m} \\ = 404 \text{ mm} \quad (5.28)$$

Počet stupňů v úseku II:

Střední obvodová rychlost:

$$u_{s,II} = \pi \times \left(\frac{D_{s1,II} + D_{sn,II}}{2}\right) \times n = \pi \times \left(\frac{0,720 + 1,300}{2}\right) \times 141,67 = 449,5 \text{ m/s} \quad (5.29)$$

Určení počtu stupňů přetlakového lopatkování úseku II:

$$z_{II} = \frac{Pa_{s,II} \times h_{iz,II}}{u_{s,I}^2} = \frac{0,75 \times 705400}{449,5^2} = 2,62 \Rightarrow 3 \quad (5.30)$$

Předběžná účinnost stupňovité části úseku II:

Ztráty v lopatkování:

Ztráta radiální mezerou:

$$\xi_{k,II} = \frac{\xi_{k1,II} + \xi_{kn,II}}{2} = \frac{0,0675 + 0,0200}{2} = 0,04375 \quad (5.31)$$

Ztráta radiální mezerou v prvním stupni:

$$\xi_{k1,II} = \frac{0,3 + k}{l_{1,II}} \times 4,5 = \frac{0,3 + 0,9}{79} \times 4,5 = 0,0675 \quad (5.32)$$

Ztráta radiální mezerou v posledním stupni:

$$\xi_{kn,II} = \frac{0,3 + k}{l_{n,II}} \times 4,5 = \frac{0,3 + 1,5}{404} \times 4,5 = 0,0200 \quad (5.33)$$

Radiální vůle k:

$$k = \frac{D_v}{1000} + x \quad (5.34)$$

kde D_v je vnější průměr lopatkování a x je výrobní tolerance z tab. 5.2.

Tab. 5.2: *Tolerance radiální vůle v lopatkování*

Radiální vůle [mm]	0,2 až 0,4	0,5 až 0,7	0,8 až 1,2
Tolerance [mm]	0,1	0,2	0,3

Ztráta vlhkostí páry:

$$\xi_{vlh,II} = 0,051$$

Reheat faktor pro úsek II:

$$f_{II} + 1 = 0,96$$

Obvodová účinnost odečtena z grafu Účinnosti přetlakových stupňů:

$$\eta_{\infty,II} = 0,95$$

Vnitřní účinnost přetlakového lopatkování bez ztráty výstupní rychlosti: (5.35)

$$\begin{aligned}\eta_{i,II} &= \eta_{\infty,II} \times (1 + f_{II}) \times (1 - \xi_{k,II} - \xi_{vlh,II}) \\ &= 0,95 \times (0,96) \times (1 - 0,04375 - 0,051) = 0,826\end{aligned}$$

Skutečné parametry na konci úseku II:

Skutečný entalpický spád na úsek II:

(5.36)

$$h_{skut,II} = h_{iz,II} \times \eta_{i,II} = 705,4 \times 0,826 = 582,7 \text{ kJ/kg}$$

Skutečná entalpie na konci úseku II:

(5.37)

$$i_{2skut,II} = i_{1,II} - h_{skut,II} = 2911,4 - 582,7 = 2328,7 \text{ kJ/kg}$$

Skutečná entropie na konci úseku II (z parních tabulek $p_{2,II}$ a $i_{2skut,II}$):

$$s_{2skut,II} = 7,349 \text{ kJ/kgK}$$

Skutečná teplota na konci úseku II (z parních tabulek $p_{2,II}$ a $i_{2skut,II}$):

$$t_{2skut,II} = 45,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Skutečný měrný objem entropie na konci úseku II (z parních tabulek $p_{2,II}$ a $i_{2skut,II}$):

$$v_{2skut,II} = 13,106 \text{ m}^3/\text{kg}$$

6. Stanovení výkonů a účinnosti turbíny

Výpočet výkonů:

Výkon přetlakových stupňů úseku I: (6.1)

$$P_{t,I} = \sum_1^8 a_i \times M_I = 482,5 \times 0,79 \times 47,56 = 18128,7 \text{ kW}$$

Výkon přetlakových stupňů úseku II: (6.2)

$$P_{t,II} = \sum_1^3 a_i \times M_{II} = 582,7 \times 0,826 \times 55,84 = 26876,4 \text{ kW}$$

Výkon všech stupňů: (6.3)

$$P_t = P_{t,I} + P_{t,II} = 45005,1 \text{ kW}$$

Účinnost turbíny: [14] (6.4)

$$\eta_i = \eta_{př} \times \eta_{potr} \times \eta_{gen} = 0,993 \times 0,97 \times 0,984 = 0,95$$

Účinnost převodovky:

$$\eta_{př} = 0,993$$

Použití vakuové převodovky Renk-Maag, která má účinnost 99,36 % pro 70 MW, pro výkon v této práci je účinnost snížena na 99,3 %.

Účinnost potrubí:

$$\eta_{potr} = 0,97$$

Zahrnuty ztráty pro vysoký i nízký tlak v potrubí mezi spalínovým kotlem a parní turbínou.

Účinnost generátoru:

$$\eta_{gen} = 0,984$$

Jsou do této ztráty zahrnuty i ztráty buzením a hodnota je navržena dle konzultací.

Vnitřní účinnost stupňů lopatkování je již zahrnuta ve výpočtu výkonů stupňů.

Celkový výkon turbíny: (6.5)

$$P_{i,c} = 45005,1 \times 0,95 = 42755 \text{ kW} = 43 \text{ MW}$$

7. Závěr

Spalinový kotel spočítaný v této práci je rozdělený na dvě části: vysokotlakou a nízkotlakou. Vysokotlaká část obsahuje dva přehříváky, mezi něž je umístěn vstřík vody, dále má jeden výparník a tři ekonomizéry. Nízkotlaká část má po jednom přehříváku, výparníku a ekonomizéru. Teplo předané v páře ve vysokotlaké části je 100 MW a teplo z nízkotlaké části odpovídá 18 MW. Pára z vysokotlaké části je o teplotě 500 °C, tlaku 9 MPa a hmotnostním průtokem 47,56 kg/s a u nízkotlaké části má pára teplotu 250 °C a hmotnostní průtok 8,28 kg/s. Tlak v 2. (=nízkotlaké) části je optimalizovaný na 0,8 MPa.

Pro parní turbínu jsou zvoleny otáčky 8500 min^{-1} a je vybráno přetlakové lopatkování. Turbína je při výpočtech rozdělena na dvě části, první část má 8 stupňů a druhá 3 stupně. Pro první část parní turbíny jsou navrženy lopatky o délce 32 mm pro první lopatku a pro poslední lopatku je stanovena lopatka o délce 79 mm. V druhé části jsou lopatky o délce 80 mm až 400 mm.

První přetlaková část o účinnosti 79 % dosahuje výkonu 18 MW a druhá při účinnosti 82,6 % 27 MW. Po započtení ztrát od generátoru, převodovky a potrubí dostaneme účinnost turbíny 95 % a celkový výkon turbíny 43 MW.

8. Seznam použité literatury

- [1] KADRNOŽKA, J. a SKÁLA Z. Paroplynové elektrárny a teplárny. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1981, 256 s.
- [2] ŠKORPÍK, Jiří. Tepelné turbíny a turbokompresory, *Transformační technologie*, 2011-02, [last updated 2014-02]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/23.html#menu>
- [3] ŠKOPEK, J. Tepelné turbíny a turbokompresory. ZČU, Plzeň, 2010, 246 s. ISBN 978-80-7043-862-6
- [4] BEČVÁŘ J. Tepelné turbíny, SNTL, Praha 1968
- [5] ŠŤASTNÝ, M. Paroplynová zařízení pro elektrárny a teplárny, ČVUT, Praha 1993
- [6] KONEČNÝ V. Návrh paroplynového zařízení, ZČU, Plzeň 2007. 128s. ISBN 978-80-7043-532-8
- [7] VOŘÍŠEK, Martin. Plynové elektrárny Irsching 4 a 5 mají být uzavřeny, 2015-04-16. Praha: oenergetice.cz, [on-line]. Dostupné z <http://oenergetice.cz/elektrarny-evropa/plynove-elektrarny-irsching-4-a-5-maji-byt-uzavreny/>
- [8] POWER TECHNOLOGY. Irsching Siemens gas turbine, Germany, 2012. New York, power-technology.com, [on-line]. Dostupné z: <http://www.power-technology.com/projects/irsching/>
- [9] BUDAJ, F. Parní kotle: Podklady pro tepelný výpočet. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1979, 288 s.
- [10] FIEDLER, J. Parní turbíny: návrh a výpočet. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.
- [11] KRBEK, J., B. POLESNÝ a J. FIEDLER. Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet. Brno: PCDIR, 1999, 217 s. ISBN 80-214-1334-4.
- [12] KADRNOŽKA, J. Tepelné turbíny a turbokompresory: základy teorie a výpočtů. Brno: CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-720-4346-3.
- [13] ŠKOPEK, J. Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007, 170 s., 54 s. příl. ISBN 978-80-7043-256-3.

- [14] ŠKORPÍK, Jiří. Ztráty v lopatkových strojích, Transformační technologie, 2009-11, [last updated 2017-02-01]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/17.html>
- [15] RENK MAAG. Het gear, 2017. Winterthur, Switzerland. RENK-MAAG GmbH, [on-line] Dostupné z: <http://www.renk-maag.ch/en/gearboxes/het-gearboxes/>

9. Seznam použitých zkratk a symbolů

Zkratky:

HRSG	Spalinový kotel (z angl. Heat Recovery Steam Generator)
PPZ	Paroplynové zařízení

Symboly:

C	[-]	konstanta u kotlů na kapalná paliva a zemní plyn
c_E	[m/s]	výstupní rychlost páry z posledního stupně
D_p	[m]	patní průměr
D_S	[m]	střední průměr
D_V	[m]	vnější průměr lopatkování
f	[-]	reheat faktor
$h_{t,iz}$	[kJ/kg]	izoentropický spád na turbínu
h_t	[kJ/kg]	entalpický spád na turbínu
i	[Pa]	entalpie páry s indexy (1,I; 1,II; 2,I; 2,II; h; o; pos; iz, skut)
$i_1 \dots i_{15}$	[kJ/kg]	entalpie pro body 1 až 15 pilového diagramu
I_{SP}	[kJ/m ³]	entalpie spalin
k	[mm]	radiální vůle
l	[m]	délka lopatky
\dot{m}	[kg/s]	hmotnostní průtok spalin
M_I	[kg/s]	hmotnostní průtok úsekem I
M_{II}	[kg/s]	hmotnostní průtok úsekem II
M_{NP}	[kg/s]	hmotnostní tok nízkotlaké páry
M_{SP}	[m ³ /s]	objemový průtok spalin
M_{VP}	[kg/s]	hmotnostní tok vysokotlaké páry
n	[s ⁻¹]	otáčky turbíny
p	[Pa]	tlak páry s indexy (1,I; 1,II; 2,I; 2,II; h; o; pos; iz, skut)
$p_1 \dots p_{15}$	[MPa]	tlak pro body 1 až 15 pilového diagramu
p_{kon}	[kPa]	tlak kondenzátoru
p_{vst}	[bar]	vstupní tlak
Pa	[-]	Parsonsovo číslo
$P_{i,c}$	[MW]	celkový výkon turbíny
$P_{t,I}$	[MW]	výkon přetlakových stupňů úseku I
$P_{t,II}$	[MW]	výkon přetlakových stupňů úseku II
P_t	[MW]	výkon přetlakových stupňů všech přetlakových úseků
\dot{Q}_N	[kW]	maximální využitelný tepelný výkon
\dot{Q}_{RC}	[kW]	Ztráta sáláním
\dot{Q}_{1-6}	[kW]	tepelný výkon páry mezi body 1 a 6
\dot{Q}_{11-14}	[kW]	tepelný výkon páry mezi body 11 a 14
\dot{Q}_{A-D}	[kW]	tepelný výkon spalin mezi body A – D
\dot{Q}_{E-H}	[kW]	tepelný výkon spalin mezi body E – H
\dot{Q}_{NE}	[kW]	tepelný výkon nízkotlakého ekonomizéru
\dot{Q}_{NP}	[kW]	tepelný výkon nízkotlakého přehříváku
\dot{Q}_{NV}	[kW]	tepelný výkon nízkotlakého výparníku
\dot{Q}_{VE1}	[kW]	tepelný výkon vysokotlakého ekonomizéru 1

Q_{VE2}	[kW]	tepelný výkon vysokotlakého ekonomizéru 2
Q_{VE3}	[kW]	tepelný výkon vysokotlakého ekonomizéru 3
Q_{VP1}	[kW]	tepelný výkon vysokotlakého přehříváku 1
Q_{VP2}	[kW]	tepelný výkon vysokotlakého přehříváku 2
Q_{VV}	[kW]	tepelný výkon vysokotlakého výparníku
s	[kJ/kgK]	entropie páry s indexy (1,I; 1,II; 2,I; 2,II; h; o; pos; iz, skut)
t	[°C]	teplota páry s indexy (1,I; 1,II; 2,I; 2,II; h; o; pos; iz, skut)
$t_1...t_{15}$	[°C]	teplota pro body 1 až 15 pilového diagramu
t_{NV}	[°C]	teplota napájecí vody
t_{SP}	[°C]	teplota spalín
u_s	[m/s]	střední obvodová rychlost
v	[m ³ /kg]	měrný objem páry s indexy (1,I; 1,II; 2,I; 2,II; h; o; pos; iz, skut)
x	[-]	vlhkost páry
x_{Ar}	[-]	objemový zlomek argonu
x_{CO2}	[-]	objemový zlomek oxidu uhličitého
x_{H2O}	[-]	objemový zlomek vody
x_{N2}	[-]	objemový zlomek dusíku
x_{O2}	[-]	objemový zlomek kyslíku
z	[-]	poměrná ztráta sáláním
Δi	[kJ/kg]	rozdíl entalpií přehříváků
Δp	[MPa]	tlaková ztráta
Δp_{vh}	[kPa]	tlakové ztráty ve výstupním hrdle turbíny
$\Delta t_{NEDOHŘEV}$	[°C]	teplota nedohřevu
$\Delta t_{Pinchpoint}$	[°C]	rozdíl teplot mezi spalínami a výparníkem
α	[°]	výstupní úhel ze statorového lopatkování
η_{gen}	[-]	generátorová účinnost
η_i	[-]	účinnost turbíny
$\eta_{i,I}$	[-]	vnitřní účinnost lopatkování úseku I
$\eta_{i,II}$	[-]	vnitřní účinnost lopatkování úseku II
η_{potr}	[-]	účinnost potrubí mezi kotlem a parní turbínou
$\eta_{př}$	[-]	účinnost převodovky
η_{spoj}	[-]	spojková účinnost
η_{tdi}	[-]	termodynamická účinnost turbíny
ξ_p	[-]	ztráty vstupních komponent
ξ_k	[-]	ztráty radiální mezerou
ξ_v	[-]	ztráty rozvějířením
ξ_{vh}	[-]	ztrátový součinitel výstupního hrdla
π	[-]	Ludolfovo číslo
ρ_{Ar}	[kg/m ³]	hustota argonu
ρ_{CO2}	[kg/m ³]	hustota oxidu uhličitého
ρ_{H2O}	[kg/m ³]	hustota vody
ρ_{N2}	[kg/m ³]	hustota dusíku
ρ_{O2}	[kg/m ³]	hustota kyslíku
ρ_{SP}	[kg/m ³]	hustota spalín

Indexy:

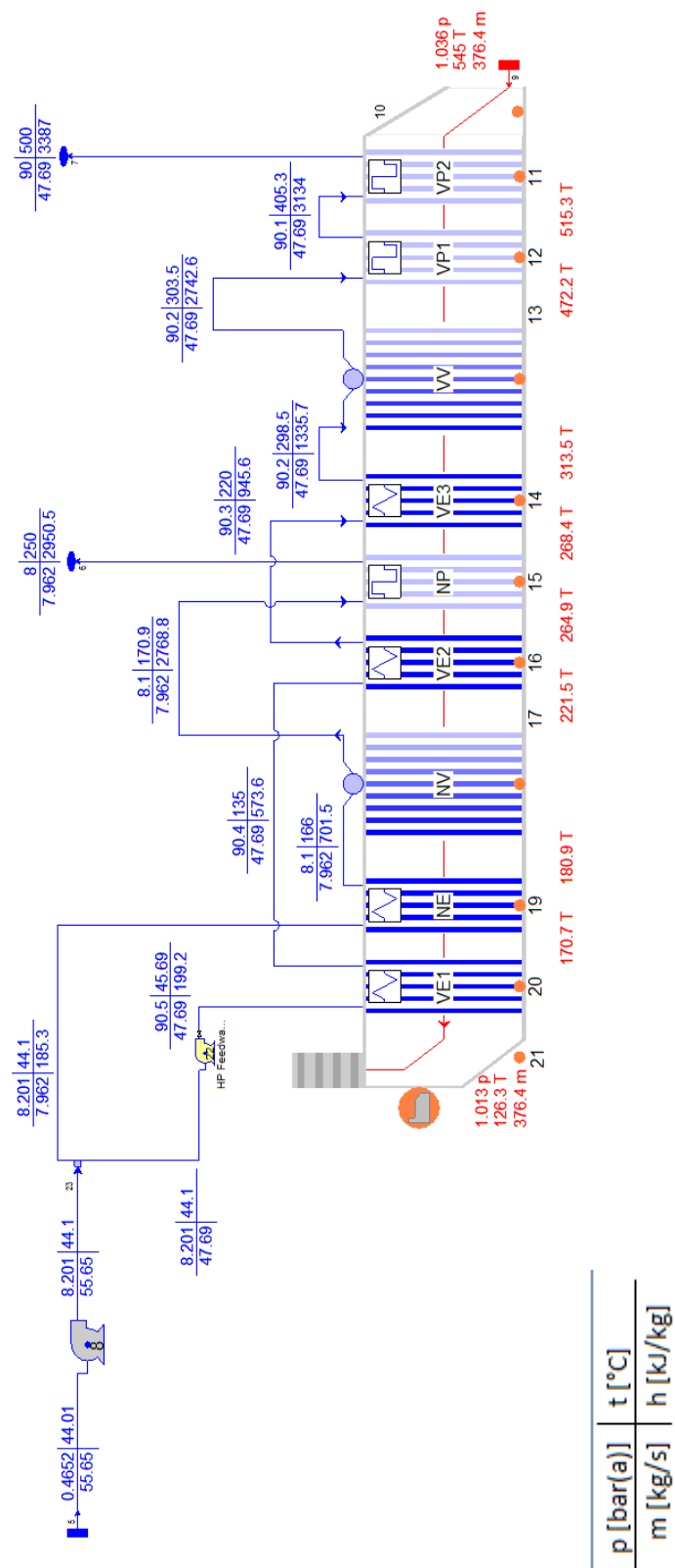
1,I	před úsekem I
1,II	za úsekem I
2,I	před úsekem II
2,II	za úsekem I
h	na hranici dodávky
o	před prvním stupněm
pos	poslední stupeň
iz	izoentropický
skut	skutečný stav

10. Seznam obrázků a tabulek

- Obr. 2.1: Paroplynové zařízení P. D. Kuzminského
Obr. 2.2: Schéma Holzwarthova paroplynového zařízení
Obr. 2.3: Schéma zařízení Velox
Obr. 2.4: Schéma pokusné paroplynové jednotky Škoda na Kladně
Obr. 2.5: Schéma paroplynového zařízení ve Dvoře Králové
Obr. 2.6: Paroplynové zařízení profesora Foita
Obr. 2.7: Základní schéma zařízení parního oběhu
Obr. 2.8: Ideální R–C oběh v T–s diagramu a i–s diagramu
Obr. 2.9: Otevřený oběh plynové turbíny
Obr. 2.10: Oběh plynové turbíny v T-s diagramu
Obr. 2.11: Schéma paroplynového oběhu a zobrazení v T–s diagramu
Obr. 2.12: PPZ s jednotlakovým oběhem parní turbíny a s odběrem tepla
Obr. 2.13: PPZ s dvojtakovým oběhem parní turbíny bez oběhu tepla
Obr. 2.14: Třítlakový parní oběh s přehříváním páry a dodávkou tepla pro vytápění
Obr. 2.15: Schéma jednoho bloku PPZ ve Vřesové
Obr. 2.16: Letecký snímek elektrárny Irsching v Německu
Obr. 2.17: Mřížový hořák General Electric
Obr. 2.18: Kotel za spalovací turbínou s přirozenou cirkulací
Obr. 2.19: Kotel za spalovací turbínou s nucenou cirkulací
Obr. 2.20: Kotel za spalovací turbínou s nucenou cirkulací
Obr. 2.21: Kotel pro paroplynový blok v elektrárně Robert Frank
Obr. 2.22: Kotel pro paroplynový blok v elektrárně Gersteinwerk
Obr. 3.1: Schéma řazení výhřevných ploch spalínového kotle
Obr. 3.2: Q–T diagram spalínového kotle
Obr. 4.1: I-s diagram turbíny pro odhadovanou účinnost 82 %
Obr. 4.2: Graf optimalizovaného nízkého tlaku ze spalínového kotle

- Tab. 3.1: Přepočty koncentrací zadaného složení spalin
Tab. 3.2: Zvolené přírůstky tlaku, entalpie a teplot pro tepelný výpočet kotle
Tab. 3.3: Entalpií spalin pro chemické látky
Tab. 5.1: Tolerance radiální vůle v lopatkování
Tab. 5.2: Tolerance radiální vůle v lopatkování

11. Přílohy



Tepelná bilance kotle v programu Thermoflow